



HEVs

haute école valaisanne  
hochschule wallis  
sciences de l'ingénieur

# Filière Systèmes industriels

Orientation Design & Materials

## Diplôme 2006



HEVs

Route du Rawyl 47  
1950 Sion 2

haute école valaisanne  
hochschule wallis

*Fabrice Mauron*

*Système électro-mécanique  
pour assurer la tension  
des câbles de télésiégi ou de  
télécabine*

Professeur

Alain Moreillon

Experts

Fulvio Sartori & Reto Canale

HES-HEVS-T (Sion)



EM000005224526

Sion, le 24 novembre 2006

SI/2006/24

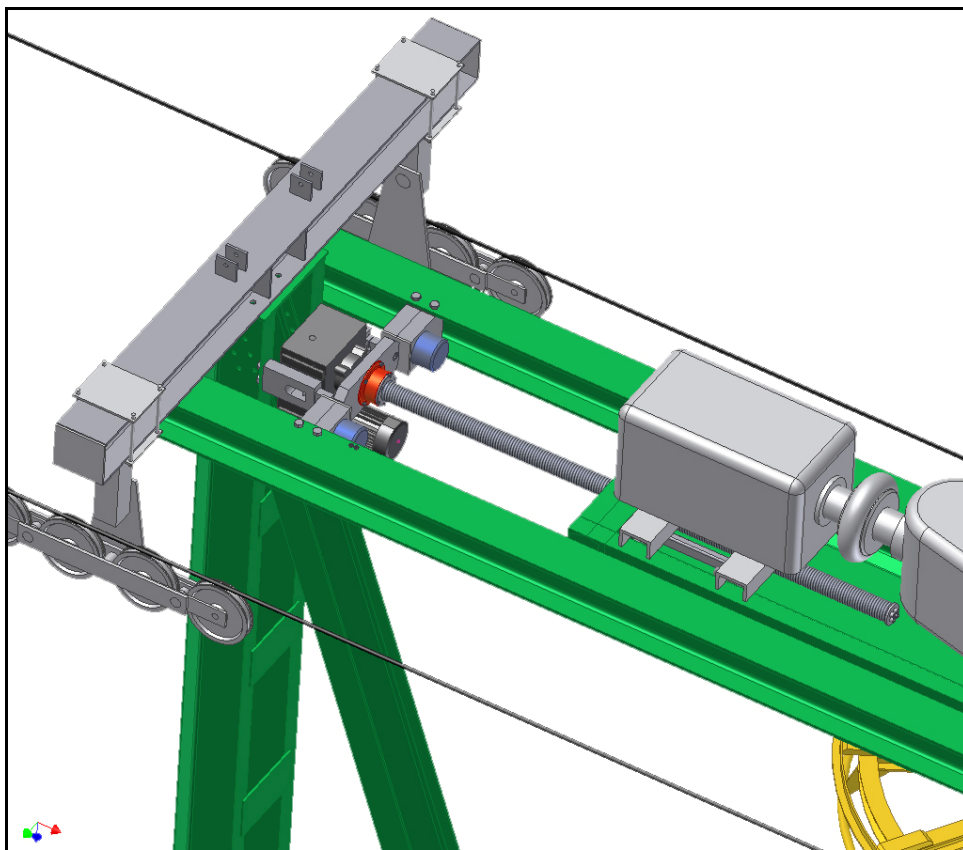


**Hes·so**

Haute Ecole Spécialisée  
de Suisse occidentale  
Fachhochschule Westschweiz  
University of Applied Sciences  
Western Switzerland

Travail de diplôme

# Dispositif de tension de câble par vis pour remontées mécaniques



## Tables des matières

|  |           |
|--|-----------|
| <b>1. Introduction .....</b>             | <b>3</b>  |
| 1.1. Contexte .....                      | 3         |
| 1.2. Description de l'idée .....         | 5         |
| 1.3. Avantages .....                     | 5         |
| 1.4. Environnement législatif .....      | 5         |
| <b>2. Application au téléski .....</b>   | <b>7</b>  |
| 2.1. Introduction et objectifs .....     | 7         |
| 2.2. Conception mécanique .....          | 12        |
| 2.3. Les matériaux .....                 | 37        |
| 2.4. Contrôle des pièces .....           | 40        |
| 2.5. Commande et régulation .....        | 51        |
| 2.6. Analyse de risques finale .....     | 58        |
| 2.7. Analyse de coût .....               | 65        |
| <b>3. Application au télésiège .....</b> | <b>69</b> |
| 3.1. Introduction et objectifs .....     | 69        |
| 3.2. Conception mécanique .....          | 70        |
| <b>4. Conclusion .....</b>               | <b>76</b> |
| <b>5. Liste des annexes .....</b>        | <b>77</b> |
| <b>6. Bibliographie .....</b>            | <b>78</b> |
| <b>7. Remerciements .....</b>            | <b>79</b> |

# 1. Introduction

## 1.1. Contexte

La tension du câble ou des câbles des installations de remontées mécaniques doit rester dans une tolérance donnée, malgré une éventuelle variation de longueur, afin d'assurer un bon fonctionnement ainsi qu'un niveau de sécurité élevé. Les facteurs principaux agissant sur la longueur d'un câble sont les suivants :

- Variation de température
- Déformation élastique due à la charge sur la ligne
- Allongement permanent (fluage)

Les conséquences principales d'une surtension sont des contraintes excessives dans le câble et les structures porteuses alors qu'une sous-tension implique le risque que le câble déraille des pylônes.

Dans tous les cas, une des poulies de l'installation (motrice ou renvoi) est fixée sur un chariot (qu'on appelle *luge*) qui peut se déplacer sur sa structure et ainsi modifier la distance entre les deux poulies. Afin de maintenir l'équilibre des forces sur la luge et compenser la traction du câble, un dispositif permet de la retenir.

Deux systèmes principaux coexistent actuellement :

### Le contrepoids

Une masse, constituée d'un bloc de béton, peut se déplacer verticalement et est retenue par un ou des câbles reliés à la luge par un système de poulies. La grandeur de la masse détermine la tension du câble selon  $F = m \cdot g$ .

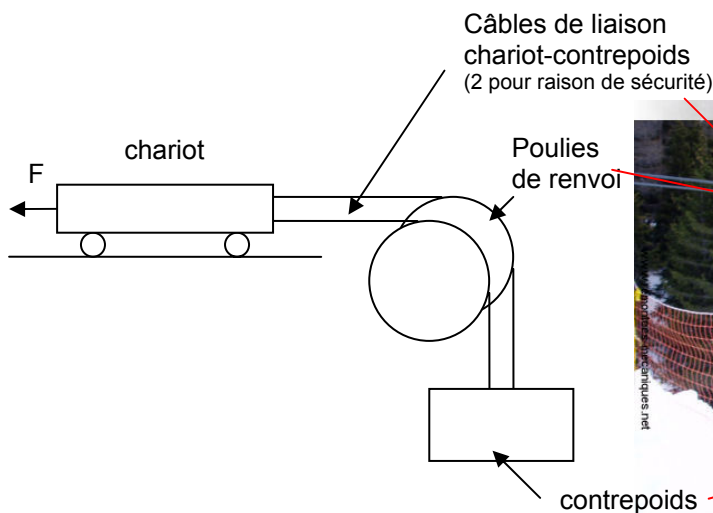


Schéma du système de contrepoids

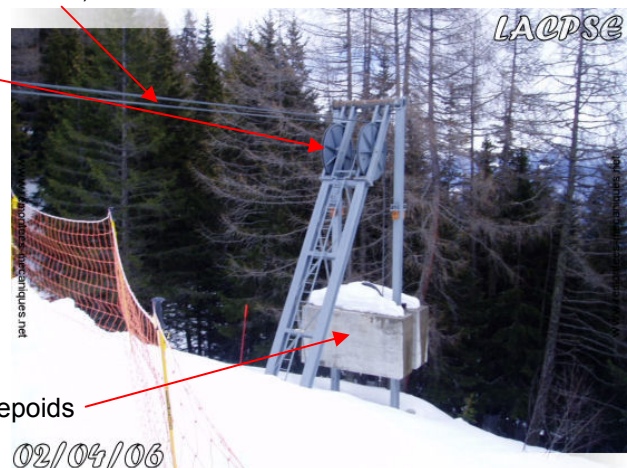


Illustration  
(TSF3 Nationale, [www.remontees-mecaniques.net](http://www.remontees-mecaniques.net))

Avantages :

- Système éprouvé depuis longtemps
- Simplicité technique
- Faible coût



---

**Inconvénients :**

- Système oscillant, non ou faiblement amorti : mauvaises caractéristiques dynamiques
- Réaction non contrôlée (peut se déplacer sans qu'on le souhaite)
- Sécurité : un dispositif annexe de freinage de la luge doit être mis en place en cas, par exemple, de rupture de la liaison contrepoids-câble.
- Faible rigidité

Par conséquent, ce système peut être adapté à des installations modestes et peu exigeantes, de type télési par exemple, et était fréquemment utilisé dans des installations d'un certain âge.

**Le vérin hydraulique**

La luge est retenue par un vérin hydraulique qui se déplace selon les données de tension récoltées par un capteur de force, puis analysées par un module électronique qui commande le système hydraulique. Sur certaines petites installations, la commande active est remplacée par une régulation hydraulique simple (interrupteurs de la pompe commandés par la pression, vanne de surpression).



**Avantages :**

- Dynamique contrôlée
- Fonctionnalité optimum
- Rigidité élevée si le système est correctement dimensionné

**Inconvénients :**

- Complexité du système
- Coût élevé
- Sécurité : un dispositif annexe de freinage du chariot doit être mis en place en cas, par exemple, de rupture d'une conduite hydraulique.

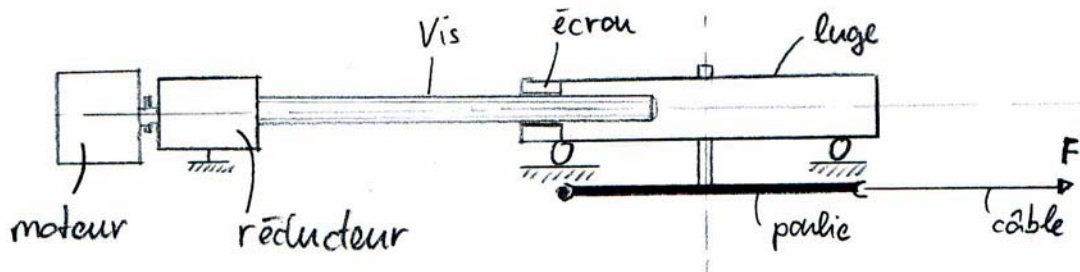
On constate, de manière non-exhaustive, que les deux systèmes possèdent des inconvénients tels que

- complexité
- prix
- manque de rigidité
- réversibilité qui nécessite des mesures de sécurité supplémentaires

Ce dossier a pour but d'analyser si un système de tension à vis permet d'éviter ou de limiter ces inconvénients.

## 1.2. Description de l'idée

L'idée est de partir sur une base semblable au système de tension hydraulique mais en remplaçant le vérin hydraulique par une vis de mouvement accouplée à un écrou solidaire de la luge selon le schéma suivant :



La rotation de la vis, entraînée par le moteur via l'accouplement, crée une translation de l'écrou et donc de la luge. Ce mouvement permet d'ajuster la tension du câble.

La force du câble est en permanence mesurée par des capteurs de force. Un automate interprétera ces données pour commander la mise en marche du moteur.

## 1.3. Avantages

Plusieurs avantages par rapport aux systèmes existants sont escomptés.

### Irréversibilité

L'avantage principal est que le système peut être irréversible, c'est-à-dire que la force du câble est incapable de faire elle-même tourner la vis. Ceci doit être garanti par un frottement suffisant entre la vis et l'écrou. La conséquence de ce phénomène est un gain important de sécurité intrinsèque du mécanisme ; il devient alors superflu de prévoir des systèmes parallèles de sécurité (redondance) indispensables avec les solutions actuelles.

### Simplicité

Le système mécanique se compose de beaucoup moins de pièces actives qu'un système hydraulique (absence de la pompe et des conduites par exemple). Ceci implique deux conséquences :

- diminution des coûts
- augmentation de la fiabilité (réduction du nombre de fonctions pouvant créer une défaillance)

## 1.4. Environnement législatif

Jusqu'à maintenant, la Suisse possède son propre environnement législatif en ce qui concerne les transports par câble. Dans ce système, cette présente étude se place sous l'*Ordonnance sur les téléphériques à mouvement continu* (743.121.1).

Or, dès 2007, la Suisse devra se soumettre à la législation européenne et ce travail se soumet déjà à cette législation.

Citons l'article de loi suisse RS 743.12 art. 26 :

Art. 26a1 Conformité selon les exigences essentielles de la directive CE relative aux installations à câbles

*Si un constituant de sécurité au sens de l'art. 1, al. 5, de la directive 2000/9/CE du Parlement européen et du Conseil du 20 mars 2000 relative aux installations à câbles transportant des personnes (directive CE relative aux installations à câbles) ou si un sous-système au sens de l'annexe I de la directive CE relative aux installations à câbles satisfait aux exigences essentielles fixées à l'annexe II de ladite directive, il n'est pas nécessaire que le constituant de sécurité ou le sous-système répondent aux exigences correspondantes de la Suisse en matière de construction.*

Dans le système européen qui se veut ouvert, il existe deux échelons de dispositions :

1. La *directive européenne* qui a valeur de loi
2. La *norme européenne* qui donne des prescriptions constructives afin de respecter la directive

La *directive européenne* à une valeur de loi et doit être respectée par tout ce qui est régi par elle. Néanmoins, elle ne donne que des grands principes mais, en principe, aucune restriction technique. Le but étant de laisser le maximum d'ouverture à d'éventuelles nouveautés.

Dans le cas des remontées mécaniques, c'est la **directive européenne 2000/9/CE**<sup>1</sup> qui fait foi et le système présenté dans ce document doit bien entendu la respecter.

Pour parvenir à respecter la directive, il faut que soit :

- le constructeur prouve par lui-même que sa construction respecte la directive (par une expertise par un organe indépendant) ou
- il se soumet à la *norme européenne* qui correspond à son domaine

Le fait de respecter la norme implique automatiquement un respect de la directive. La norme est beaucoup plus concrète que la directive et donne des indications concrètes pour la conception mais n'est pas, d'un point de vue légal, obligatoire. Elle donne, en quelque sorte, des conseils afin d'atteindre les objectifs fixés par la directive.

Vu qu'il est très difficile et très cher de prouver par soi-même que le projet respecte la directive, se soumettre la norme est la solution à adopter pour ce travail.

Les dispositifs de tension de câble de remontées mécaniques sont chapeautés par la norme européenne **EN 1908:2004** qui sera le fil rouge de ce projet. Le cahier des charges indique les principaux points à respecter de cette norme, pour chaque construction.

Par conséquent, respecter la norme implique le respect de la directive à laquelle autant l'Union Européenne que la Suisse s'y réfèrent.

Ce faisant, ce projet peut alors être validé dans l'Europe entière.

<sup>1</sup> Disponible sous <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CELEX:32000L0009:FR:HTML>

## 2. Application au télésiégi

### 2.1. *Introduction et objectifs*

Le but principal de ce dossier est de réaliser une étude complète pour un système de tension de câble appliqué à un télésiégi. Bien qu'une telle installation ne soit a priori idéale pour ce type de système, un éventuel prototype se ferait sur un télésiégi pour des raisons budgétaires et pratiques.

Le choix de l'installation s'est porté sur un télésiégi de type Bühler, fabricant suisse ayant été racheté premièrement par Von Roll, puis par Garaventa.



Ce type d'installation présente les avantages suivants :

- Système de tension original de type hydraulique fonctionnant de la manière suivante :

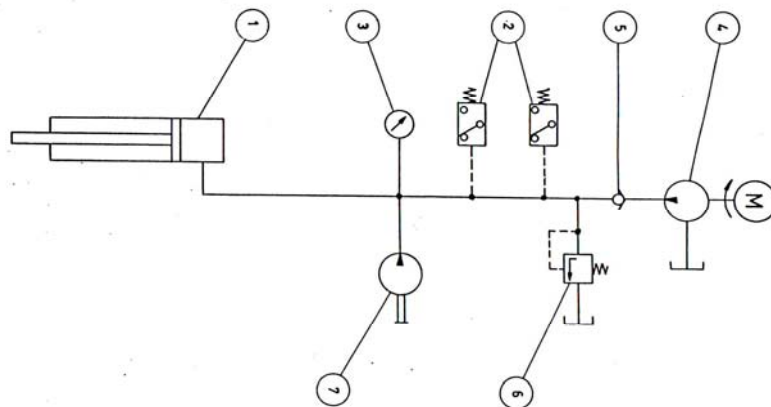
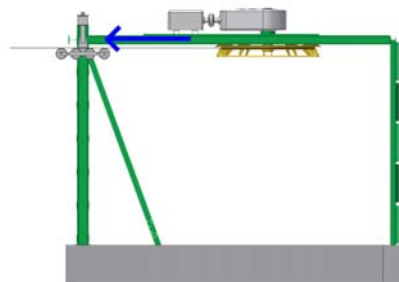


Schéma du dispositif tendeur hydraulique, Von Roll Habegger AG, Thun, 26.6.78

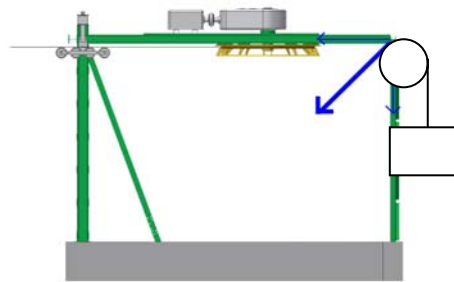


Le vérin principal (1) permet de déplacer la luge. La pression d'huile, dont dépend la tension dans le câble, est créée par la pompe (4) qui est commandée par les interrupteurs (2) et la pression maximale est limitée par la soupape (6). Une pompe à main (7) permet un fonctionnement manuel en cas de nécessité.

Cela a comme avantage que la structure porteuse est conçue d'origine pour une force résultante dirigée entièrement dans la direction du câble, contrairement à un système à contre-poids où elle est à 45°.



Force dans le sens du câble (hydraulique, vis)



Force à 45° (contre-poids)

- Installation courante en Suisse et en fin de vie, ce qui implique qu'il est aisé d'en trouver en service et d'autres hors-service dans le but d'en faire un prototype.
- Il est possible d'obtenir les plans de fabrication via Garaventa, qui a racheté Bühler, et M. Niedermaier, spécialiste des remontées mécanique à la retraite ayant travaillé sur ce modèle de téléski.

Caractéristiques principales du dispositif de tension :

- Force nominale de tension ..... 8tf = 78480 N
- Vitesse de translation de la luge max..... 0.3 cm/s =  $3 \times 10^{-3}$  m/s

### 2.1.1. Cahier des charges

Le cahier des charges permet de définir les caractéristiques principales du système pour atteindre les buts suivants :

- respect de la norme européenne EN1908:2004 sur les dispositifs de tension de câble de remontées mécaniques.
- fonctionnement similaire à l'installation hydraulique existante pour garantir une exploitation correcte de l'installation.
- simplification technique maximale.
- sécurité élevée, compatible avec les analyses de risques.

Objectifs du système :

- Garantir le maintien de la tension du câble dans les limites admissibles.
- Prévenir ou empêcher la défaillance des éléments mécaniques et électriques du système de tension.
- Détecter ou éviter les anomalies fonctionnelles du dispositif de mise en tension.
- Empêcher les personnes d'avoir un contact avec les parties en mouvement et assurer leur sécurité contre les chutes d'éléments.
- Empêcher un état de charge inadmissible suite à un défaut du dispositif de mise en tension.

Points de la norme EN1908:2004 à appliquer impérativement :

- Course à calculer selon l'installation en tenant compte des facteurs de type différence de température de 60°C, allongement permanent du câble, influence de la charge sur la ligne et variation élastique de la longueur du câble. Pour ce travail, nous admettrons une course de 2,5 m.
- Fonctionnement dans toutes les conditions d'exploitation (intempéries).
- Dans toutes les conditions d'exploitation, il ne faut jamais atteindre les fins de course.
- Il faut prévoir la possibilité de décharger le dispositif de tension pour effectuer les travaux de maintenance.

Pour les points suivants, la norme ne les précise que pour des installations à dispositif de tension hydraulique. Il est donc nécessaire de faire des analogies pour un système à vis.

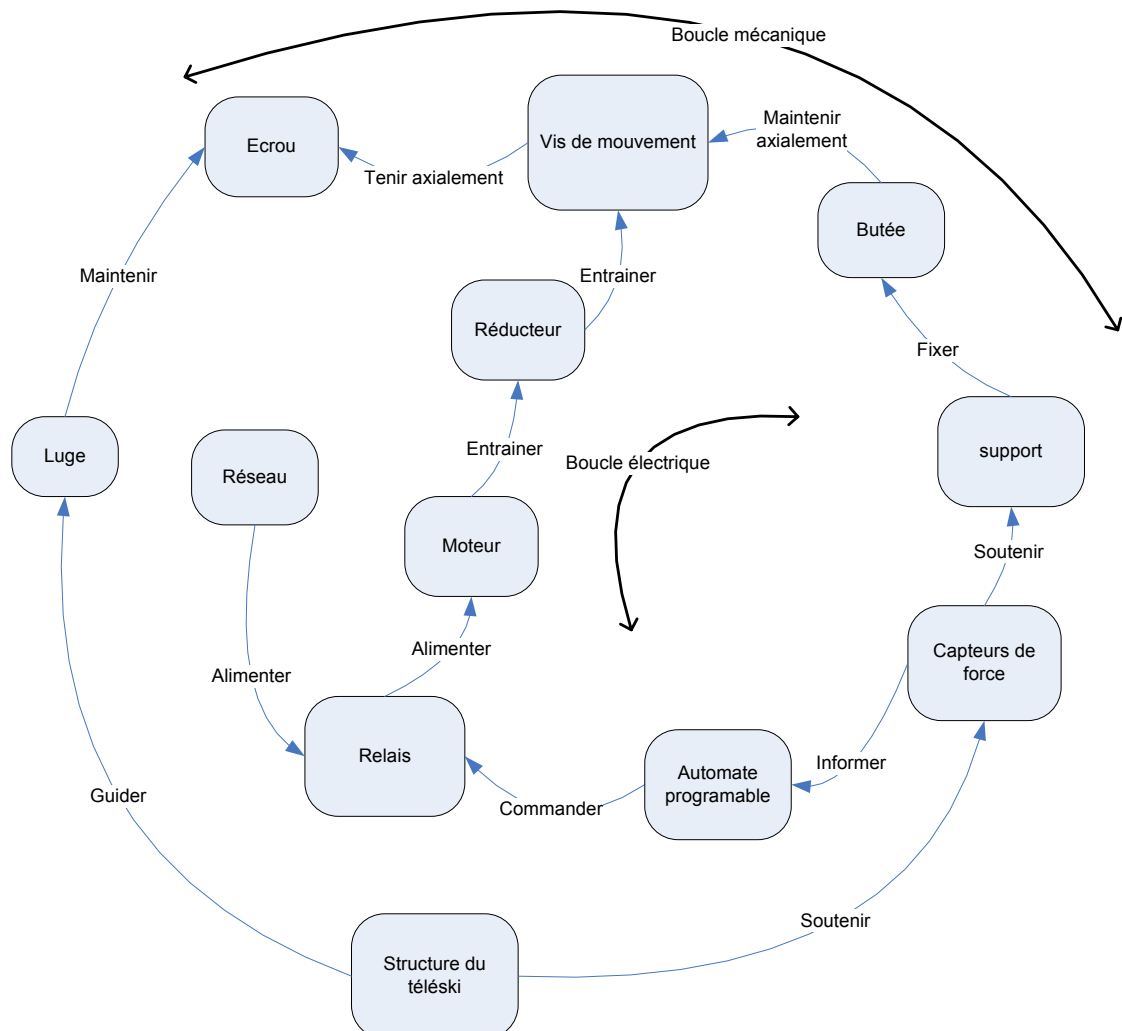
- Le système vis-écrou doit présenter un coefficient de sécurité d'au moins 1,8 à la résistance en traction, calculé par rapport aux zones de concentrations de contraintes, et ce à la valeur de déclenchement du fusible mécanique.
- Le dispositif doit comporter un mécanisme de rupture et d'amortissement (comparable à une vanne limiteur de pression dans un circuit hydraulique) qui agit dès que le tiers de la force limite de flambage de la vis est atteinte. La détermination de cette dernière doit résulter d'une vérification complète de stabilité et on supposera que les deux extrémités sont articulées.
- Le système vis-écrou doit être construit de façon à ce que des sollicitations de flexion inadmissibles et des efforts parasites ne puissent pas être introduits.
- Il doit être possible de régler manuellement la tension du câble pour la maintenir dans les limites prévues.
- Des températures extrêmes de  $-30^{\circ}\text{C}$  et  $+30^{\circ}\text{C}$  doivent être prise en compte sauf si les conditions locales exigent des conditions plus sévères.

## 2.1.2. Approche sur la gestion du risque

Le but de ce chapitre est de déterminer le fonctionnement et les interactions entre les éléments principaux et de bien comprendre les processus afin de définir une stratégie de développement qui restera en arrière plan lors de la conception du système. Cela permet de partir immédiatement dans une direction acceptable et éviter de trop grosses surprises lors de l'analyse finale qui sera, quant à elle, exhaustive et précise. C'est cette dernière qui fera foi pour valider la conception.

Dans un premier temps, il est nécessaire de déterminer les fonctions principales attendues du système, ce qui donne le résultat suivant :

### Analyse fonctionnelle primaire pour application au téléski Bühler



Ce schéma ne reprend que les fonctions principales. On distingue deux boucles de fonctions distinctes.

La boucle mécanique, extérieure sur l'illustration, doit reprendre des efforts de tension et assure donc la stabilité de toute l'installation. Les éléments la composant et leurs liaisons sont donc très importants et une défaillance de leurs parts impliquerait de graves conséquences.

La résistance de ces éléments étant calculable de manière relativement fiable, les mesures prises seront un surdimensionnement important des pièces afin de garantir leur sécurité.

Le surdimensionnement est calculé de la façon suivante :

Valeur de déclenchement du fusible choisie :  $10t_f = 98100 \text{ N}$ , soit 1,27 fois la tension nominale. Le facteur de sécurité de 1,8 par rapport à cette valeur doit être respecté (cf. cahier des charges). Le facteur de sécurité global par rapport à la valeur de tension nominale devient donc :  $1.27 \times 1.8 = 2.3$ . Une valeur de trois sera choisie pour les calculs, soit 235 kN de force. Cette marge supplémentaire a été décidée afin de garantir une sécurité supérieure tout en n'augmentant que de façon très limitée la taille des pièces et leur coût.

Les liaisons, quant à elles, devront être passives, c'est-à-dire qu'elles devront être assurées par les pièces elles-mêmes sans action extérieure, par exemple avec un frottement suffisant entre la vis et l'écrou. Un contre-exemple serait un vérin hydraulique où une pression suffisante est nécessaire pour maintenir le système.

La boucle électrique, intérieure sur l'illustration, est composée des éléments de mesure, de commande et de régulation du moteur de tension. Elle comporte deux interfaces avec la boucle mécanique, soit les capteurs de force en entrée et le moteur en sortie. Une défaillance de sa part peut aussi conduire à une situation dramatique, telle qu'une surtension du câble.

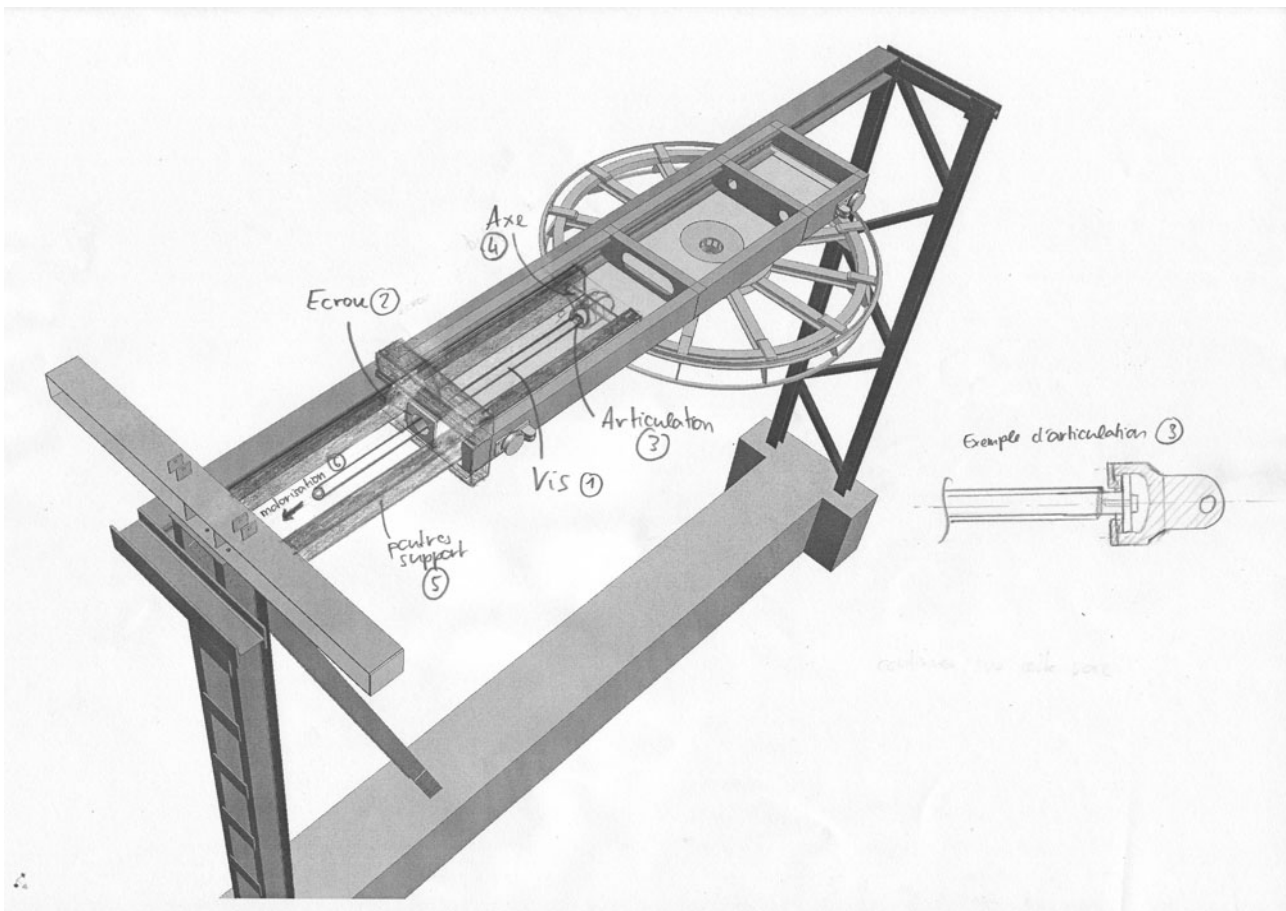
La stratégie de développement sera basée sur un doublement (redondance) des éléments stratégiques et de leurs liaisons ainsi qu'en utilisant du matériel, où c'est nécessaire, de sécurité, intrinsèquement redondant lui aussi. Cette redondance permet une détection immédiate d'une défaillance et d'un fonctionnement en mode dégradé dans des situations spéciales qui l'exigeraient.

## 2.2. Conception mécanique

### 2.2.1. Stratégie de développement

Afin de comprendre la conception finale, les différentes itérations qui ont menés à la solution finale sont présentées dans ce chapitre. Le lecteur pourra ainsi faire connaissance avec l'évolution chronologique du projet.

1. Afin d'éviter les phénomènes de flambage et ainsi de limiter la taille de la vis, la première idée a été de travailler en traction en plaçant la vis à l'arrière de la luge.
  - 1.1. Avantages :
    - 1.1.1. Vis plus petite, donc prix plus bas
  - 1.2. Inconvénients :
    - 1.2.1. Flambage des poutres principales important, accentué par le poids de la luge qui a déjà tendance à les courber → nécessité de les renforcer
    - 1.2.2. Modifications importantes de la structure de la luge. Il est nécessaire de reculer l'écrou afin d'avoir le débattement nécessaire. Il y a alors mauvaise utilisation de la place sur la luge (placement du moteur). Peut-être simplement tourner de 180° la luge.
2. Afin de toujours éviter les problèmes de flambage mais en plaçant tout de même la vis à l'endroit de l'actuel vérin pour éviter les problèmes susmentionnés, il a été imaginé un système tel que celui-ci :



Afin de faciliter la lecture du dessin, une poutre a été supprimée.

où l'écrou (2) est solidaire de la luge et entraîné par la vis (1) fixée à la structure principale du télési via l'articulation (3), l'axe (4) et les poutres support (5). La vis est motorisée du côté de la structure (6).



## 2.1. Avantages :

- 2.1.1. Vis plus petite que dans le cas d'un montage en compression (absence de flambage), donc prix plus bas
- 2.1.2. Absence de force sur les poutres porteuses principales
- 2.1.3. Bonne gestion de la place

## 2.2. Inconvénients

- 2.2.1. Complexité mécanique
- 2.2.2. Grands débattement problématiques (flambages des poutres de fixation)

Calculons maintenant la taille de la vis nécessaire afin d'avoir une résistance du filet suffisant. Ce calcul se base sur les prescriptions données par Kammerer, fournisseur allemand, représenté en Suisse, de vis de mouvement de grande taille. Le calcul permet de trouver la longueur de l'écrou nécessaire à la résistance du filet (liaison vis-écrou) en essayant avec plusieurs dimensions de vis. Voici le calcul avec une vis Tr90x12 :

Arithmetical determination of the nut length

$$L_m = \frac{F \times P}{p_{zul.} \times d_2 \times \pi \times H_1 \times z}$$

- $L_m$  = nut length required [mm]
- $F$  = axial loading force [N]
- $P$  = thread lead [mm]
- $p_{zul.}$  = permissible surface compression [N/mm<sup>2</sup>]
- $d_2$  = flank diameter [mm]
- $H_1$  = thread bearing depth [mm] (0.5 x P)
- $z$  = number of starts

catalogue Kammerer *Precision Screw Technology*, 03/2003

Dans notre cas :

$$L_m = \frac{78.48 \cdot 3 \cdot 10^3 \cdot 12}{10 \cdot 84 \cdot \pi \cdot 6 \cdot 1} = 178 \text{ mm}$$

Où

- $78.48 \times 10^3$  [N] correspond à une force de 8t (8000x9.81)
- 3 est le coefficient de sécurité
- 12 [mm] est le pas standard d'une vis Tr90
- 10 [N/mm<sup>2</sup>] est la pression standard admissible selon Kammerer
- 84 [mm] est le diamètre moyen d'une vis Tr90
- 6 [mm] correspond à la moitié du pas
- 1 signifie que la vis n'a qu'un seul pas

Or Kammerer fournit un écrou standard de 180 mm. Avec cette combinaison, la condition de résistance du pas est remplie. Ceci est confirmé par le tableau suivant :

| Vis     | diamètre moyen | Pas | Longueur écrou | Charge admissible |
|---------|----------------|-----|----------------|-------------------|
| 90 x 12 | 84             | 12  | 45             | 59376,06          |
|         | 84             | 12  | 90             | 118752,10         |
|         | 84             | 12  | 135            | 178128,20         |
|         | 84             | 12  | 180            | 237504,20         |
|         | 84             | 12  | 225            | 296880,30         |
|         | 84             | 12  | 270            | 356256,30         |

Contrôlons maintenant la résistance au flambage pour une vis de 2500 mm de long en utilisant la formule d'Euler. Selon la norme EN 1908:2004, la résistance au flambage doit être au minimum de 3x la force nécessaire au déclenchement du fusible mécanique. En tenant compte d'une telle condition, il est nécessaire d'obtenir une valeur minimum de 294,3 kN, sachant que la valeur de déclenchement du fusible est de 10tf, c'est-à-dire 98100 N. De plus, la norme précise qu'il faut utiliser pour le calcul, le cas le plus défavorable où la vis est articulée au deux extrémités

$$F_{flambage} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(K \cdot L)^2}$$

Dans notre cas :

$$F_{flambage} = \frac{\pi^2 \cdot 210'000 \cdot 1725571}{2500^2} = 572 \text{ kN}$$

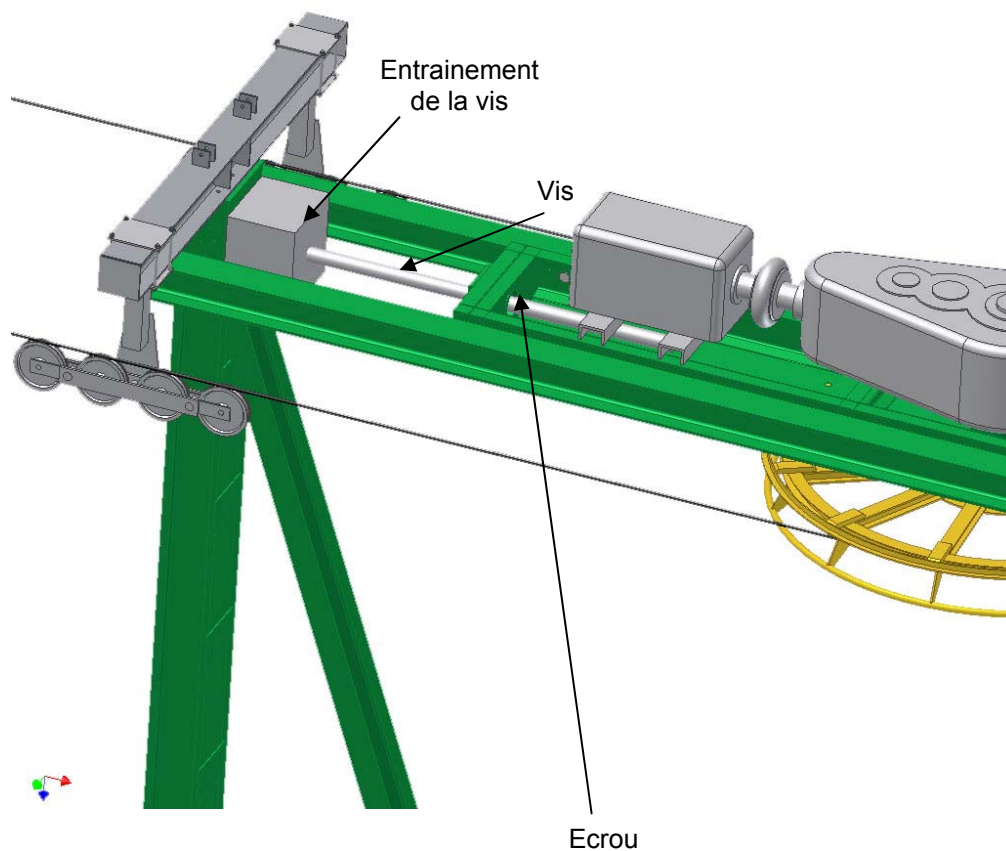
Où

- $I = (\pi d_{\text{noyau}}^4)/64 = 1725571 \text{ mm}^4$  avec  $d=77 \text{ mm}$  pour une vis Tr90
- $K = 1$  signifie qu'on se trouve dans le cas de flambage où les liaisons sont de type rotule (cas défavorable)
- 2500 [mm] est la longueur libre maximum

Par rapport à la force nominale de 78.48 kN, on a ainsi un facteur de sécurité de  $572/78.48 = 7.28$ , c'est qui est très suffisant.

Pour toutes ces raisons, il a été démontré qu'il n'y a plus d'intérêt à vouloir travailler en traction.

La suite de la réflexion va ainsi se baser sur un montage en compression, c'est-à-dire un remplacement du vérin actuel selon la disposition suivante :



La vis ayant déjà été dimensionnée ci-dessus, les chapitres suivants vont consister en la conception de l'entraînement de la vis ainsi que celle de l'écrou

### **2.2.3. Etude du système d'entraînement de la vis**

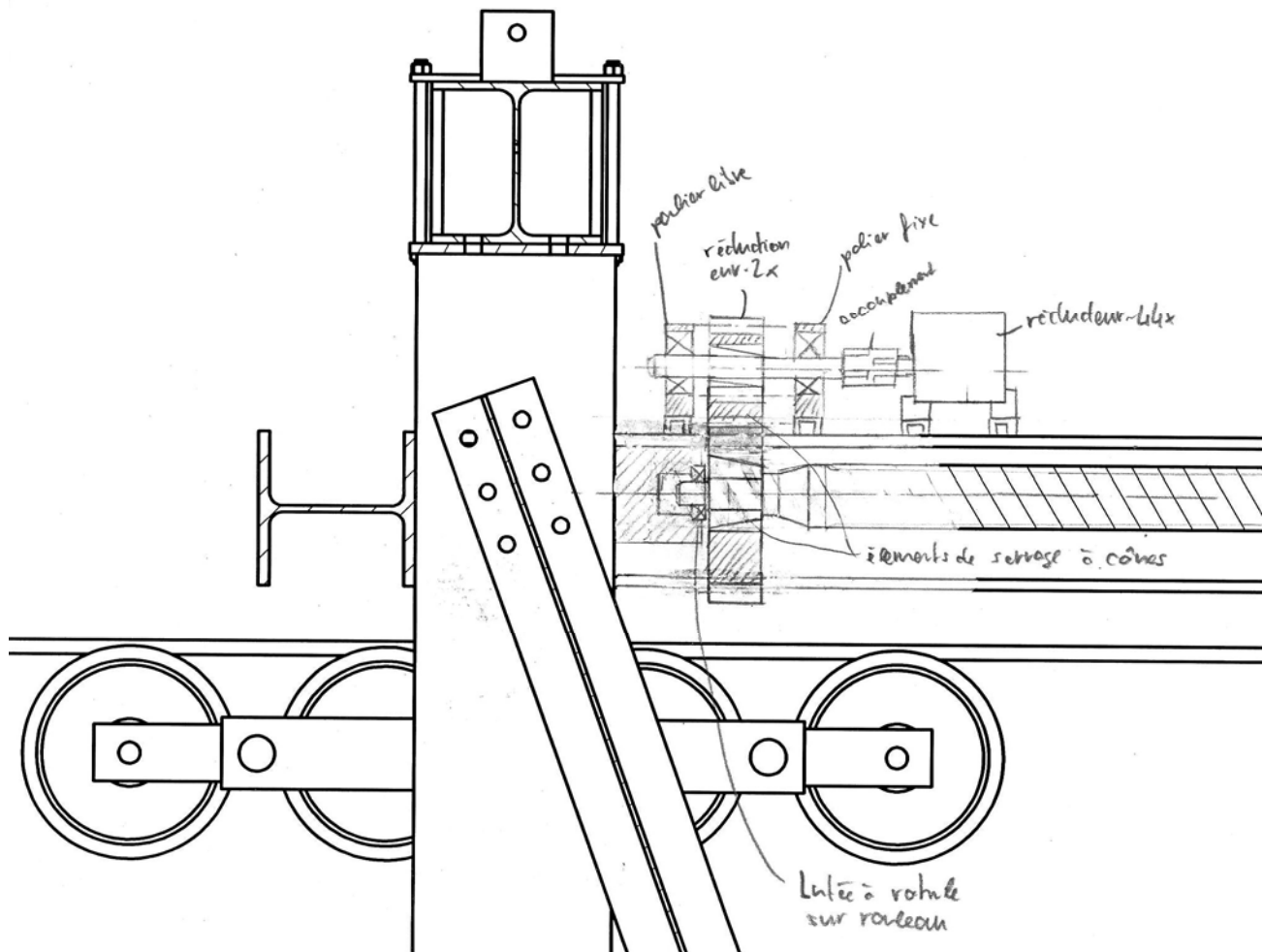
Le système d'entraînement de la vis est un élément clé du système de tension de câble par vis. Son fonctionnement doit être irréprochable et tenir compte des mesures prévues par l'analyse de risque préliminaire.

Il existe plusieurs solutions mécaniques pour y parvenir. Plusieurs variantes seront ainsi présentées ici, suivies d'une analyse critique de chaque solution.

Les dessins qui suivent ont uniquement le but de présenter la fonctionnalité. Ils n'ont aucune prétention d'être mécaniquement juste.

### 2.2.3.1. Système à engrenages

Il consiste à entrainer la vis par un couple d'engrenage et ainsi de pouvoir placer le motoréducteur au dessus selon le dessin suivant :



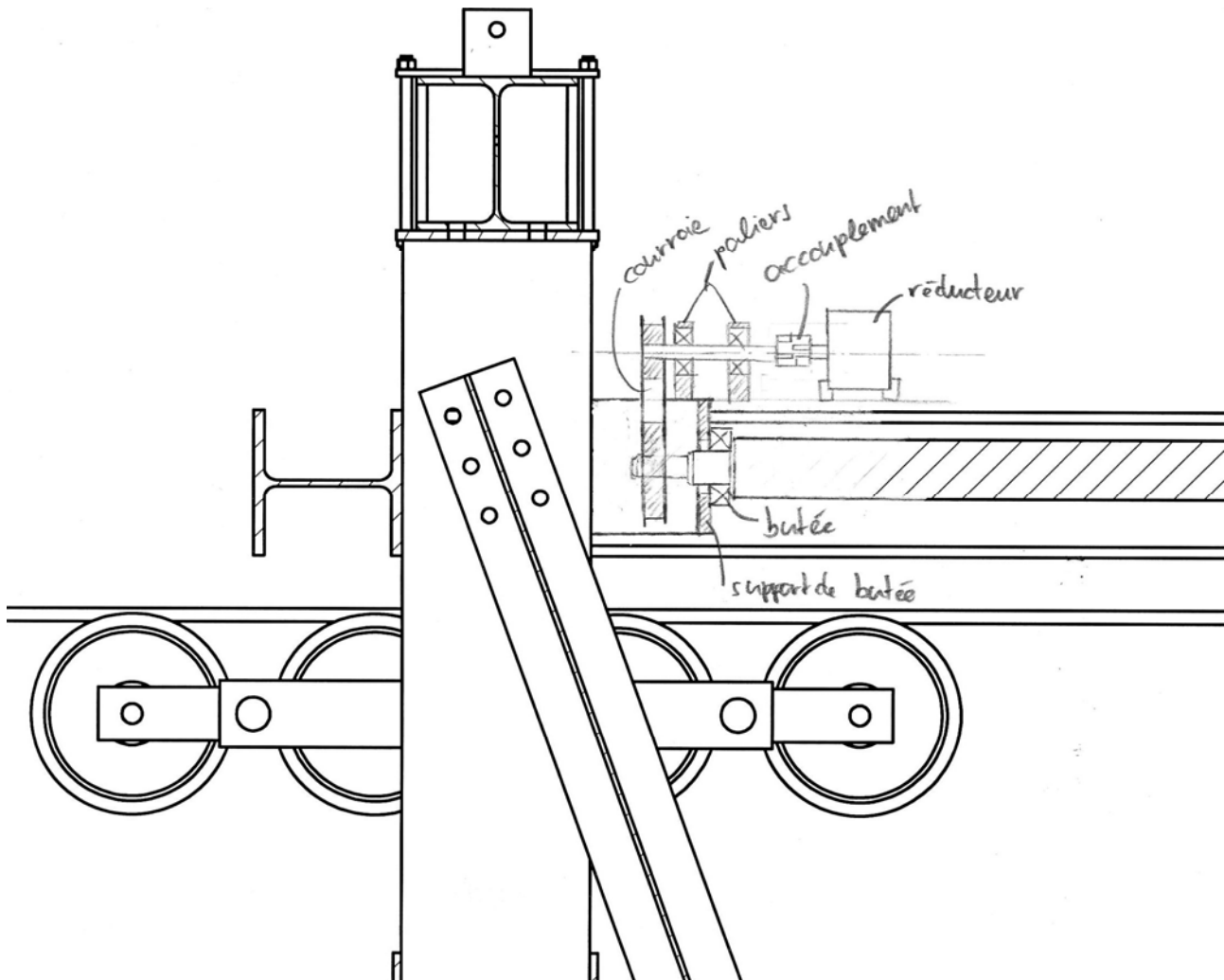
Il présente l'avantage de n'utiliser que des composants standards, permet un montage et une maintenance facile et permet de profiter de l'espace à disposition au dessus.

Une analyse critique de ce système fait ressortir un problème majeur ; en effet, les deux axes des engrenages ne sont pas liés de façon suffisamment rigide, dans un carter par exemple. Cela a comme conséquence qu'il est difficile de contrôler précisément l'entraxe et l'alignement des engrenages, ce qui peut pousser à une défaillance rapide.

Pour cette raison, cette solution doit être éliminée.

### 2.2.3.2. Système à courroie

Il s'agit un système similaire à celui par engrenages à la différence que la transmission du couple se fait par une courroie au lieu d'engrenages.



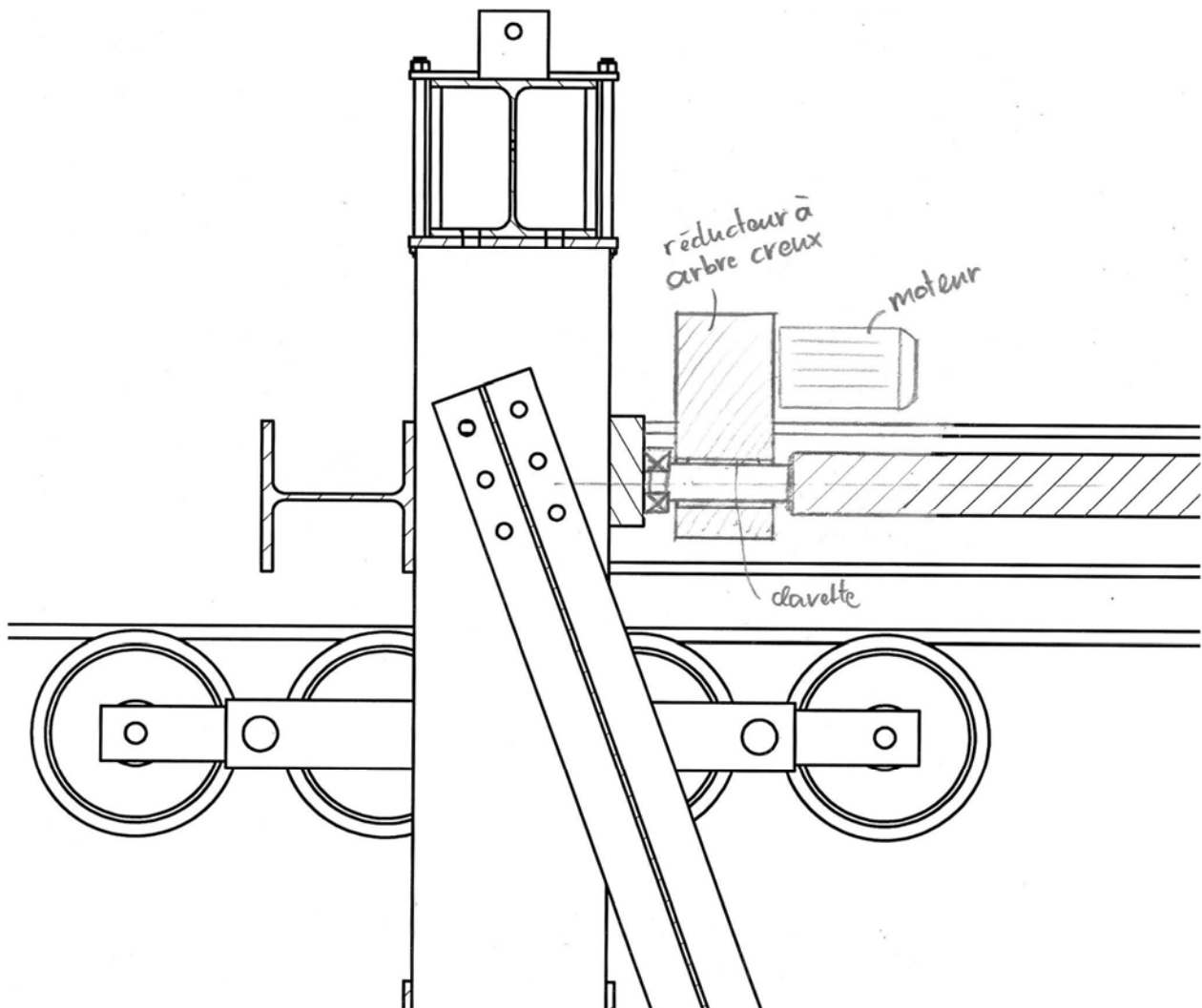
La courroie présente l'avantage de tolérer un écart d'alignement et entraxe des deux poulies. Par contre son montage nécessite des précautions particulières. En effet, une courroie ne pouvant pas s'ouvrir, il faut impérativement la placer en bout d'arbre. Cela nécessite de construire un support de butée pour pouvoir placer la courroie derrière. Il y a aussi création d'efforts radiaux dus à la tension de la courroie qu'il faut évaluer.

De plus, la courroie sera certainement très large ce qui implique qu'un petit défaut d'alignement des arbres peut causer une usure anormale. Sinon, il est aussi possible de mettre plusieurs courroies, ce qui complique la système et nécessite des systèmes de tension indépendants.



### **2.2.3.3. Système à réducteur à arbre creux flottant en milieu d'arbre**

Cette solution fait appel à un réducteur spécial, à arbre de sortie creux. On peut ainsi faire passer l'extrémité de la vis à l'intérieur et y transmettre la force de compression jusqu'à la butée située de l'autre côté, appuyée contre la structure principale. Le motoréducteur est monté de façon flottante et est juste tenu latéralement pour reprendre le couple.



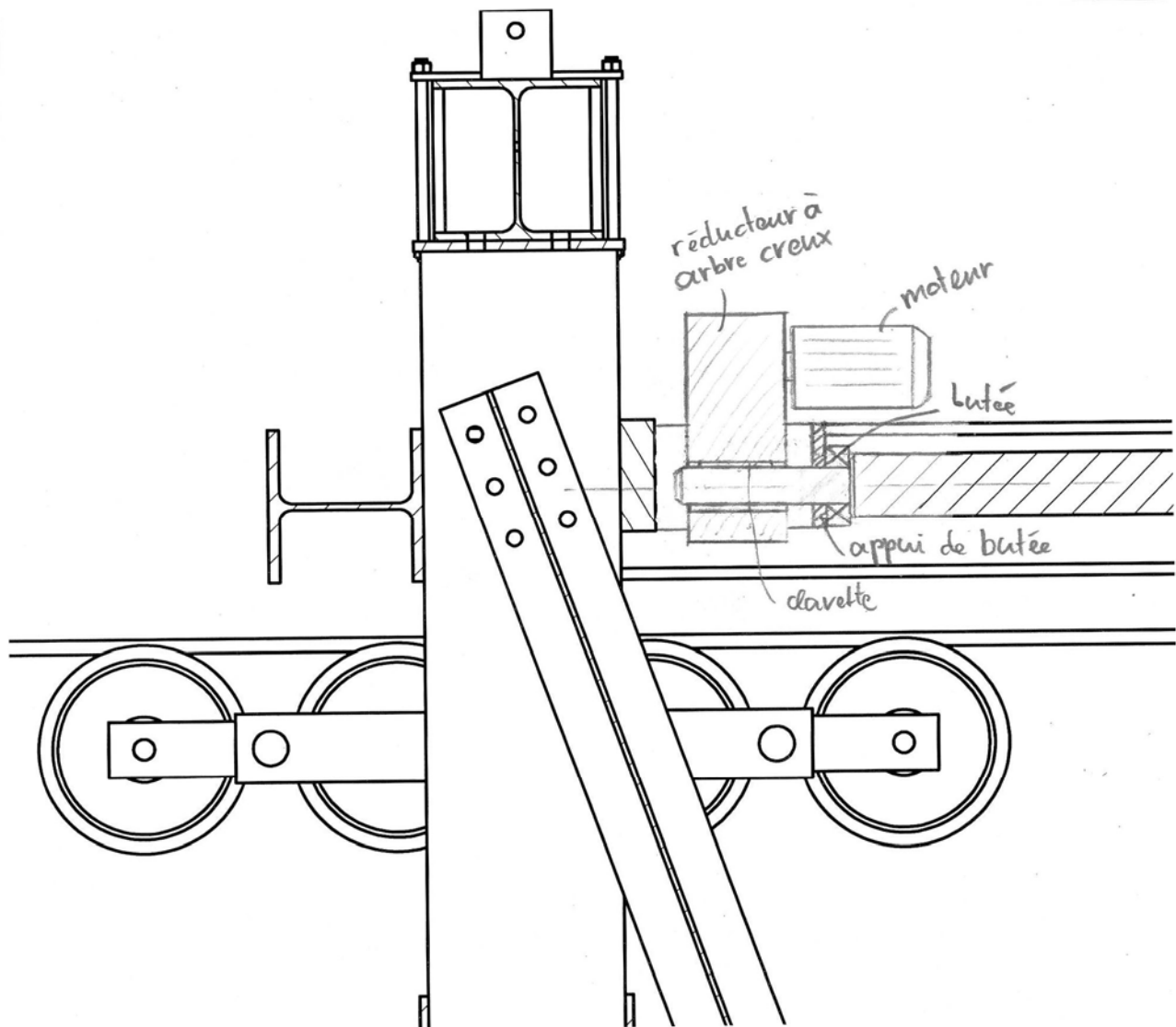
Cette solution présente l'avantage d'une très grande simplicité. Le nombre de pièces mobiles est limité au maximum. Le fait que le motoréducteur soit monté flottant évite des efforts parasites dans le mécanisme.

Le problème majeur de cette solution est l'éventuel démontage du réducteur. En effet, en cas de défaillance ou de révision, il devient nécessaire de détendre le câble de l'installation pour dégager un espace suffisant entre la vis et la structure.

De plus, il faut réduire le diamètre de la vis afin d'utiliser un réducteur de taille standard. Or cela l'affaiblira considérablement au flambage, ce qui est néfaste au niveau de la sécurité. Pour cette raison, cette solution est à proscrire.

#### **2.2.3.4. Système à réducteur à arbre creux flottant en bout d'arbre**

Le principe est le même que la version précédente mais avec le réducteur en bout d'arbre, ce qui permet un démontage facile. Par contre, cela oblige d'y mettre un appui pour butée comme dans le cas du système à courroie, ce qui diminue le débattement de la luge et augmente la complexité. Par contre, seule la grande section de la vis subit l'effort de compression d'où de bonnes propriétés de résistance au flambage.



### **2.2.3.5. Choix de la solution**

Dans un premier temps, les solutions à engrenages et à réducteur creux en milieu d'arbre sont à proscrire pour des raisons de sécurité et de fiabilité (respectivement, problèmes d'alignement et de flambage)

Il reste donc les solutions par courroie et par réducteur à arbre creux placé en bout d'arbre. Ces deux solutions sont susceptibles de fonctionner.

Néanmoins, la solution à réducteur à arbre creux flottant en bout d'arbre est sans doute la meilleure solution pour les raisons suivantes

- Fiabilité car absence de transmission extérieure (peu de sensibilité aux conditions environnementales)
- Simplicité : Nombre minimum de pièces en mouvement
- Système sain d'un point de vue statique. Il n'y a aucune liaison hyperstatique d'où l'absence de contraintes parasites dans l'ensemble du système
- Malgré le réducteur à arbre creux qui coûte légèrement plus qu'un réducteur standard, aucune autre pièce technique n'est nécessaire.
- L'arbre creux permet de simplifier de manière importante la conception de l'extrémité de la vis et donc de limiter son coût.

### **2.2.4. Etude de la fixation de l'écrou**

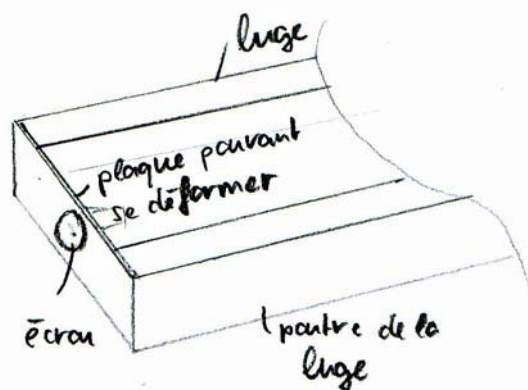
L'écrou sera fixé à la luge de manière la plus simple possible (fixation directe) mais la difficulté est de garantir suffisamment de souplesse pour être sûr que l'écrou puisse toujours être aligné à la vis même dans le cas d'une déformation de la structure porteuse.

Il est nécessaire aussi de conserver la possibilité de la luge de pouvoir glisser à côté du moteur afin de ne pas perdre de débattement lorsque la luge est proche du bout de course coté entraînement.

Plusieurs systèmes ont été étudiés et sont présentés afin de faire le choix optimum.

#### **2.2.4.1. Système à plaque flexible**

Il s'agit de lier l'écrou à une plaque ou à un système de poutres suffisamment solides pour tenir la charge à long terme mais aussi flexible pour corriger un éventuel défaut d'alignement de la vis.



Avantages :

- Simplicité
- Pas de pièces en mouvement
- Pas de risque de grippage
- On profite de la flexibilité de la vis

Inconvénients :

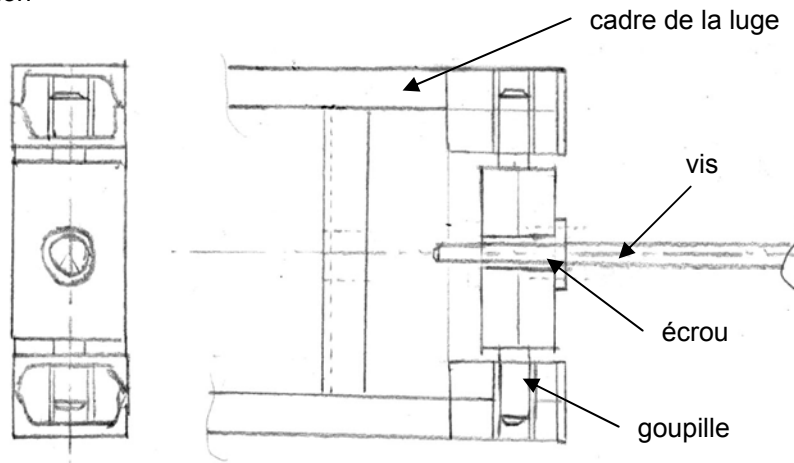
- Conception délicate, bonne maîtrise des déformations indispensable
- Adaptation à la vis pas parfaite : risque d'usure et de contraintes résiduelles
- Risque de fluage

Ce système peut être adapté sur des systèmes à structure très rigide et à vis souple (si on travaille en traction par exemple). Par contre, dans notre cas où la structure est souple et où la vis est rigide (surdimensionnement pour résister à la compression), cette solution semble peu adaptée.

### 2.2.4.2. Système à goupille

La flexibilité exigée est non plus obtenue par déformation élastique de certains composants mais par articulation mécanique

Exemple de conception



L'écrou est placé sur un support équipé de deux goupilles latérales insérées dans des tubes solidaires du cadre. Cela permet un mouvement de rotation autour de l'axe des goupilles et peut se déplacer latéralement. La butée sphérique à l'autre bout de la vis combinée à cette fixation implique que la vis joue le rôle d'une bielle ce qui assure qu'il n'y aura pas d'efforts parasites dans le système vis-écrou.

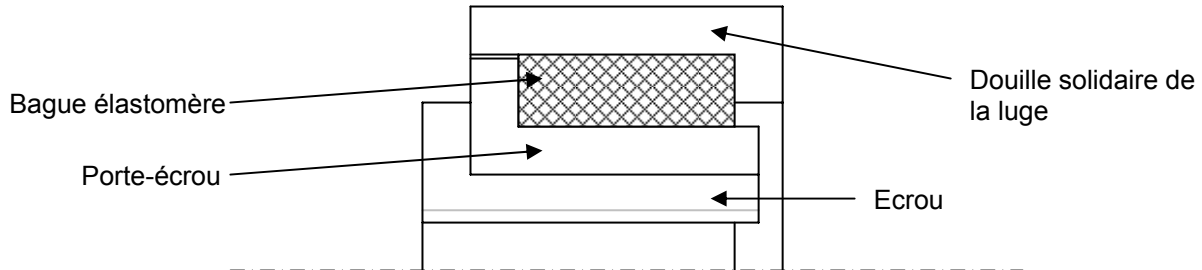
Cette technique possède certains inconvénients :

- pas de degré de liberté selon l'axe vertical
- pression hertzienne des goupilles dans les douilles à gérer
- complexité
- problèmes d'ajustement

Ces inconvénients sont importants et nous poussent à éliminer cette variante.

### 2.2.4.3. Système à élastomère

But : appuyer l'écrou sur un support souple en matériau élastomère selon le schéma suivant :



Le porte-écrou, sur lequel se transmet la force créée par la vis, met en compression la bague en élastomère tenue dans la douille.

Avantages :

- Liberté de mouvement optimale (pas de contraintes parasites dans la vis)
- Simplicité technique
- Très peu de sensibilité à l'environnement

Conditions :

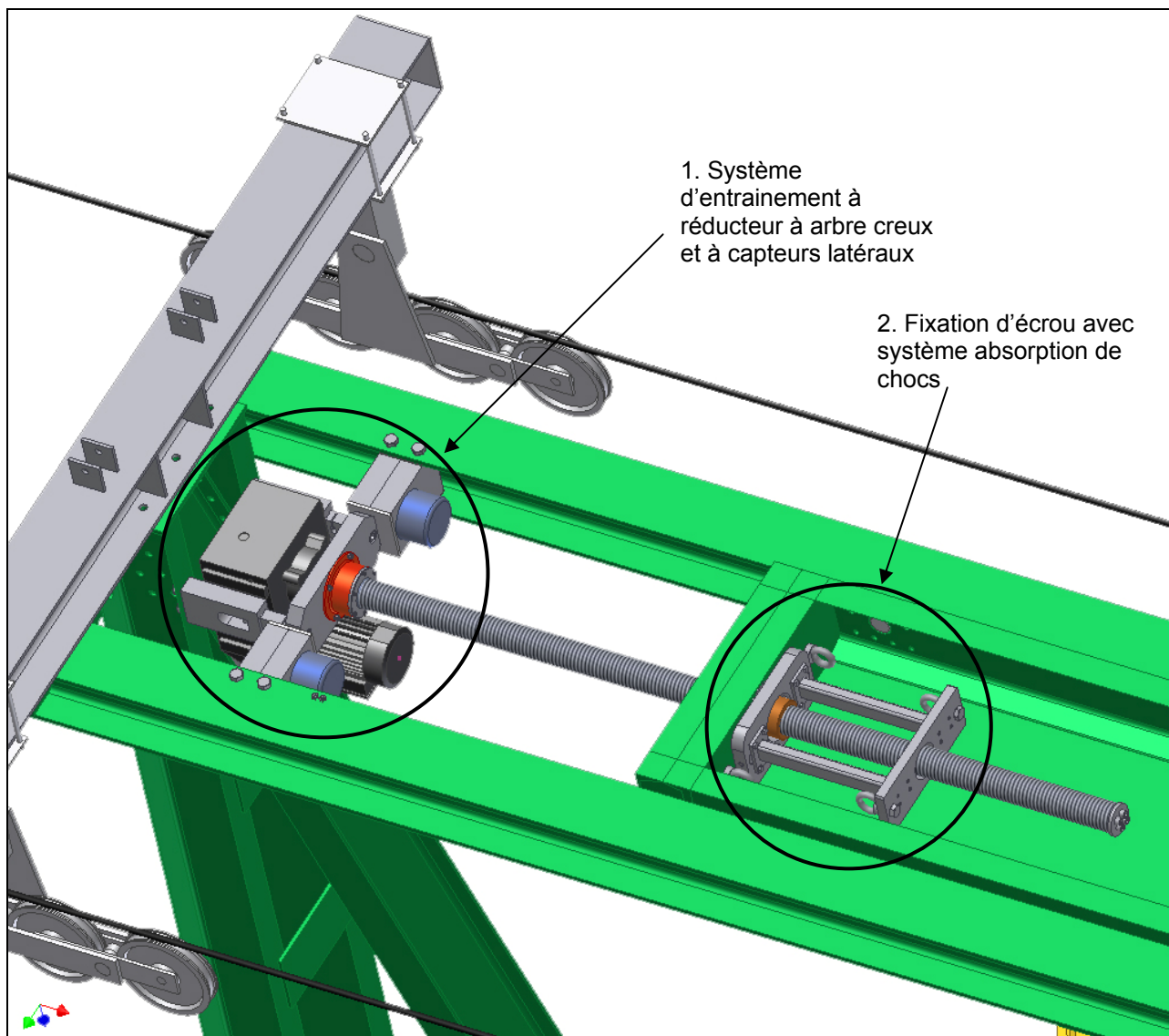
- Nécessite un élastomère ayant des propriétés mécaniques suffisantes (résistance à la compression)
- Bonne résistance chimique de l'élastomère (éviter un durcissement trop rapide et un mauvais vieillissement)
- Comme un élastomère a un coefficient de Poisson d'environ 0,5 (c'est-à-dire que son volume ne varie presque pas lors d'une déformation), il est nécessaire de pratiquer des rainures afin de lui laisser un peu de place pour se déformer.

Par conséquent, en prenant les précautions nécessaires, cette solution est sans doute la meilleure et c'est elle qui sera choisie.



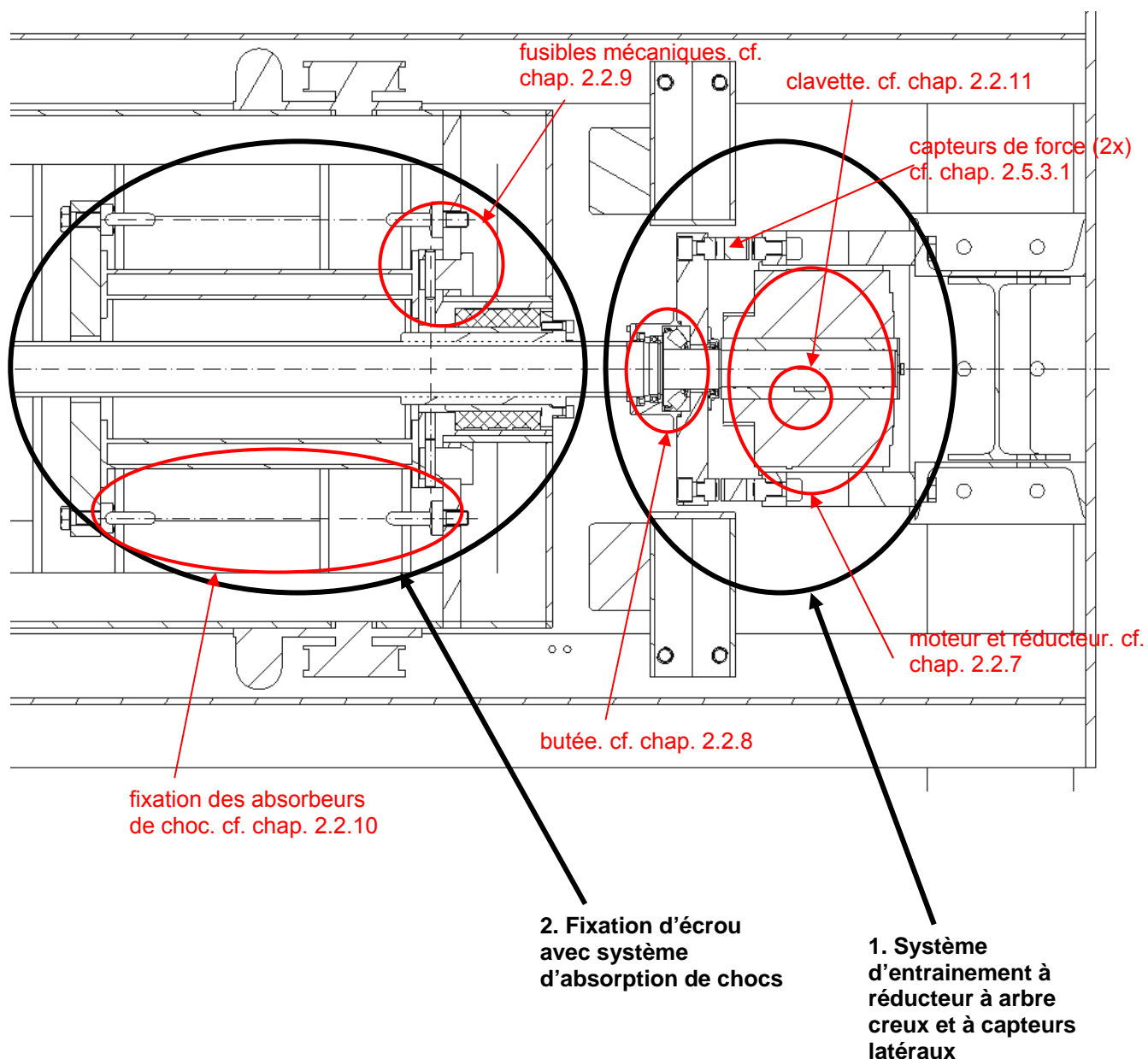
## 2.2.5. Construction globale

Les principaux choix techniques ayant été fait dans les chapitres précédents, la construction globale va maintenant être présentée.



Les vues globales, les dessins d'ensemble des deux mécanismes cités ci-dessus ainsi que les dessins détaillés des pièces se trouvent en annexe.

Situation des détails techniques qui seront traités dans les chapitres suivants :



Remarques :

- Le petit roulement situé à côté de la butée permet de maintenir en place le système en cas d'une petite force dans l'autre sens, par exemple lors du montage ou de la manutention.
- Un soufflet de protection de la vis ainsi qu'un capot de protection de l'entraînement sont prévus, mais sont absents dans toutes les illustrations de ce document afin de ne pas gêner la vue des composants intérieurs.

## 2.2.6. Calculs généraux

Ce chapitre présente les calculs principaux pour le dimensionnement des composants.

Données :

- Vitesse du chariot : 3 secondes pour 1 cm  $\rightarrow v = 3 \times 10^{-3}$  m/s [m/s]
- Force de traction : 8 tonnes-force  $\rightarrow F = 78.48$  [kN]
- Coefficient de sécurité : 3
- Pas de la vis : 12 [mm]

Vitesse de rotation maximum de la vis :

A chaque tour de vis, la luge se déplacera de 12 [mm], c'est-à-dire 0.012 [m]. Or on doit obtenir une vitesse linéaire de 0.00333 [m/s].

$$\omega = \frac{0.00333}{0.012} = 0.2775 \text{ tr / s} = 16.65 \text{ tr / min} = 1.743 \text{ rad / s}$$

Couple maximum à transmettre à la vis (formule Kammerer) :

C'est le couple nécessaire à transmettre à la vis lors de la tension du câble. Il est clair que cette valeur sera plus faible lors de la détente du câble.

$$M = \frac{F \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta}$$

Avec :

- F : force axiale exercée sur la vis en [N]
- $\eta$  : rendement de la vis

Il est nécessaire alors de calculer le rendement. Prenons le cas le plus défavorable, c'est-à-dire avec une lubrification nulle et dans le cas de tension du câble.

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan (\alpha + \rho)}$$

Avec :

- $\alpha$  : angle de montée de la vis donné par

$$\tan \alpha = \frac{P}{d_2 \cdot \pi} = \frac{12}{84 \cdot \pi} = 0.0455, \quad \alpha = 2.604^\circ$$

Avec :

- P : pas de la vis en [mm]
- $d_2$  : diamètre moyen de la vis [mm]
- $\tan \rho$  : coefficient de frottement entre la vis et l'écrou
  - sec : 0.1 ( $\rho = 5.71^\circ$ )
  - lubrifié : 0.05 ( $\rho = 2.86^\circ$ )

On trouve ainsi comme rendement minimum (cas qui demandera le plus de couple → utile pour le dimensionnement du motoréducteur)

$$\eta = \frac{0.0455}{\tan(2.604 + 5.71)} = 0.311$$

Et comme rendement maximum (contrôle de l'irréversibilité de la vis, condition  $\eta \leq 0.5$ ) :

$$\eta = \frac{0.0455}{\tan(2.604 + 2.86)} = 0.476$$

On constate ainsi, que dans le cas de frottement le plus faible, l'irréversibilité est assurée

Il est maintenant possible de calculer le couple nécessaire à l'entraînement de la vis en admettant une force axiale 1,5 fois plus grande que la réalité afin d'avoir une marge de sécurité :

$$M = \frac{78480 \cdot 1.5 \cdot 12}{2000 \cdot \pi \cdot 0.311} = 723 \text{ Nm}$$

Puissance maximum à transmettre à la vis :

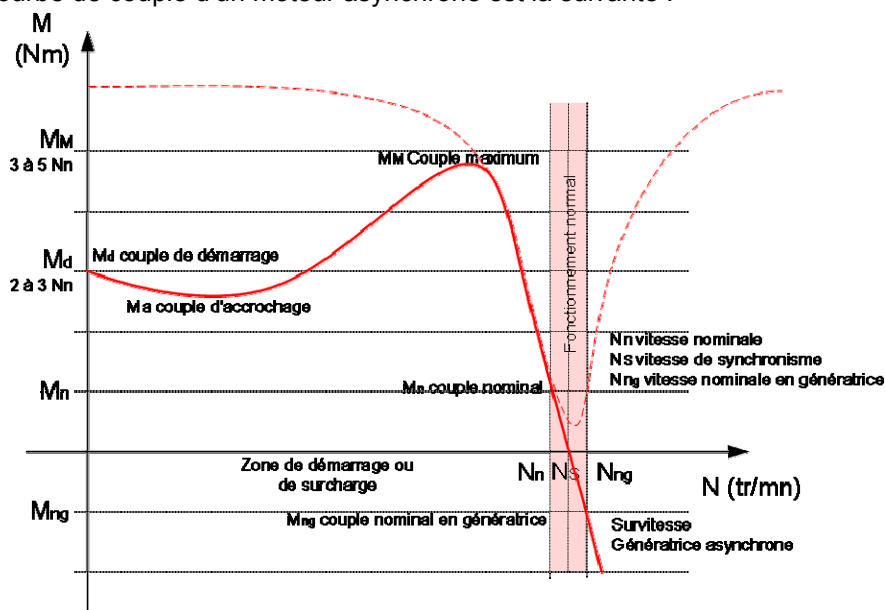
La puissance maximum à transmettre à la vis est le produit du couple maximum avec la vitesse de rotation maximum :

$$P = M \cdot \omega = 723 \cdot 1.743 = 1260 \text{ W}$$

Avec un rendement du réducteur qu'on peut admettre de manière pessimiste à 0.8, la puissance approximative du moteur nécessaire sera de

$$P_{\text{moteur}} = \frac{P_{\text{vis}}}{\eta_{\text{réducteur}}} = \frac{1260}{0.8} = 1600 \text{ W}$$

Pour rappel, la courbe de couple d'un moteur asynchrone est la suivante :



Le couple de démarrage étant plus élevé que le couple nominal, le démarrage ne causera pas de problème.

Les puissances standards pour les moteurs asynchrones étant de 1,5 kW et 1,8 kW, il est nécessaire de choisir un moteur de 1,8 kW.

## 2.2.7. Caractéristiques du motoréducteur

### 2.2.7.1. Moteur

Moteur asynchrone, 1.8 kW, 4 pôles, 1450 tr/min

### 2.2.7.2. Réducteur

Calcul du rapport de réduction total nécessaire :

$$i = \frac{n_{\text{entrée}}}{n_{\text{sortie}}} = \frac{1450}{16.65} = 87$$

Grâce à ces informations, il est désormais possible de choisir le motoréducteur grâce au configurateur en ligne du fournisseur Leroy-Somer et des conseils prodigués par leur représentant en Suisse :

Motoréducteur Leroy-Somer Mub 3533 B3 NU H (P3 00 C) 80.0 MI / 4P 1500 tr/min LS90L 1,8kW 230VD/400VY 50Hz IM3601(IMB14) IP55

## 2.2.8. Choix de la butée

La butée est un composant important car c'est elle qui reprend l'effort créé par la vis pour le transmettre à la structure. Son choix est déterminé par les facteurs suivants :

- type de butée
- taille compatible avec les autres composants (en particulier la vis)
- résistance

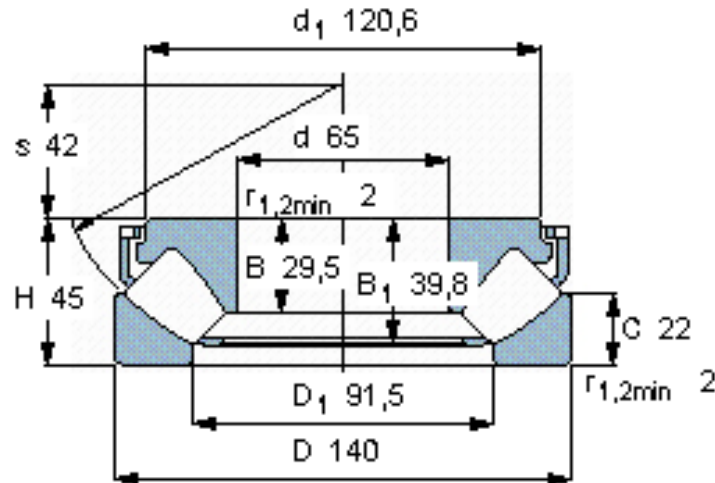
Afin d'éviter des efforts parasites dans la vis, la butée doit être de type rotule afin de tolérer un désaxement de la vis. Une butée à bille n'étant pas assez résistante pour une telle application, le choix se porte donc sur une butée sphérique à rouleaux.

Le motoréducteur ayant été choisi dans le chapitre précédent, on sait que l'arbre de bout de vis, qui devra pénétrer dans l'arbre creux du réducteur, doit mesurer 60 mm. Pour avoir une portée spécifique à la butée et au joint, il est alors nécessaire de choisir un diamètre intérieur de 65 mm qui correspond à une butée standard. La seule référence qui correspond à ces exigences est la butée SKF 29413 E.



Informations :

| Dimensions d'encombrement |     |    | Charges de base<br>dynamique    statique |                | Limite de fatigue | Facteur de fatigue minimale | Vitesses de base<br>Vitesse de référence    Vitesse limite |      | Masse | Désignation                |
|---------------------------|-----|----|--|----------------|-------------------|-----------------------------|--|------|-------|----------------------------|
| d                         | D   | H  | C  | C <sub>0</sub> | P <sub>u</sub>    |                             |  |      |       | * - Roulement SKF Explorer |
| mm                        |     |    | kN                                       |                | kN                | -                           | tr/min   |      | kg    | -                          |
| 65                        | 140 | 45 | 455                                      | 1080           | 137               | 0,11                        | 2600   | 4800 | 3,20  | 29413 E *                  |



Contrôle rapide de la résistance de la butée en calculant sa durée de vie :

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p$$

avec

- L10 = durée de vie en millions de tours
- C = charge dynamique de base (pour cette butée : 455 kN)
- P = charge dynamique équivalente (dans notre cas admettons une charge purement axiale de 100 kN, les charges radiales créées par le poids propre du matériel ou la force de réaction du au couple crée par le moteur peuvent être considérées comme négligeables, ne représentant que quelques pourcents de la charge axiale)
- p = exposant valant 10/3 pour une butée à rouleaux (3 pour une butée à billes)

On trouve alors une durée de vie de

$$L_{10} = \left( \frac{455}{100} \right)^{\frac{10}{3}} = 156 \text{ millions de tours}$$

ce qui équivaut, avec les hypothèses suivantes

- 200 jours par an à 8 heures par jour
- 10 tours de vis chaque 10 minutes

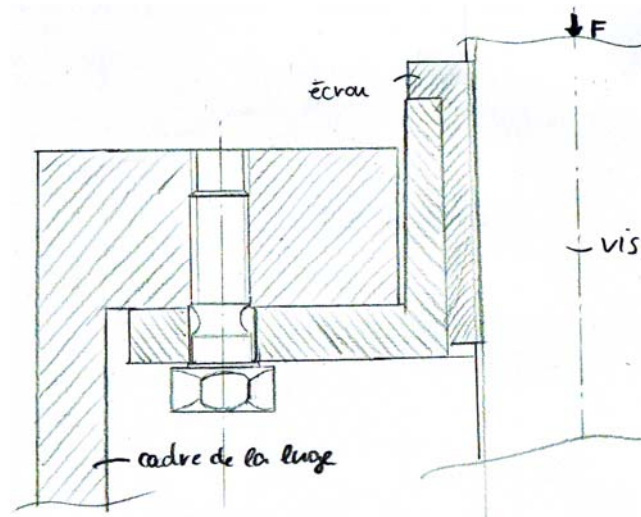
à une durée de vie de 1625 ans (!).

La butée est donc clairement surdimensionnée et présente une très grande marge de fonctionnement.

## 2.2.9. Choix et conception des fusibles mécaniques

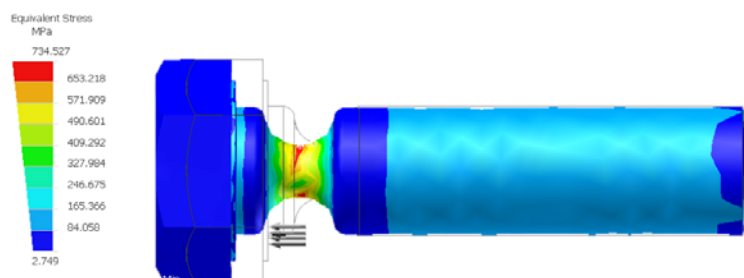
Les fusibles mécaniques sont le moyen d'attacher le système de fixation de l'écrou à la luge de façon sûre lors de l'exploitation mais de casser lors d'une charge anormale à une valeur correspondant au tiers de la force de flambage de la vis (EN 1908 :2004), c'est-à-dire, dans notre cas, une valeur de 10'000N (force de dimensionnement de la vis pour une force limite de flambage de 30'000N).

Une première étude en utilisant une vis affaiblie localement a été effectuée. La plaque solidaire du système de fixation de l'écrou est vissée au cadre de la luge par ces vis qui travaillent en traction selon le schéma suivant :



Ce système a été choisi au début pour sa grande simplicité et des essais de dimensionnement ont été effectués.

On voit ici une illustration de calculs de contraintes de traction :



Le problème qui s'est vite posé était de prendre en compte l'influence des contraintes de traction et de torsion induites par le serrage de la vis. En effet, les contraintes dans la zone affaiblie sont la somme des contraintes de serrage et de traction dues à la force de la vis.

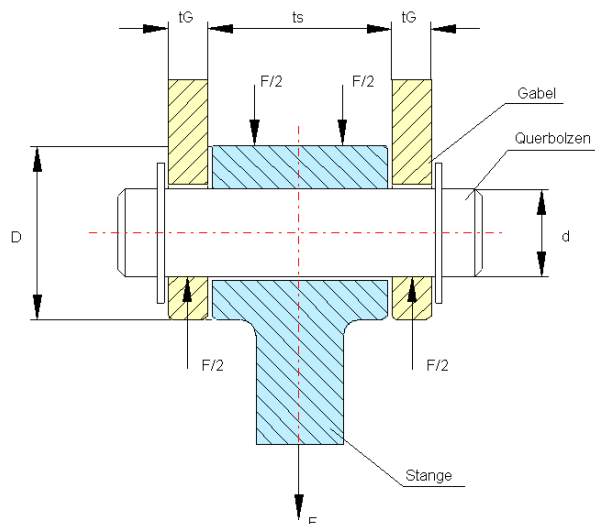
Or ces contraintes de serrage sont difficiles à évaluer et dépendent de manière significative du serrage de la vis.

Il a été rapidement constaté qu'il était très difficile de garantir un serrage optimal et donc un fonctionnement irréprochable des fusibles mécaniques. Un serrage légèrement insuffisant, par exemple, implique une augmentation rapide de la force nécessaire à la rupture ce qui présente dans ce cas un danger.

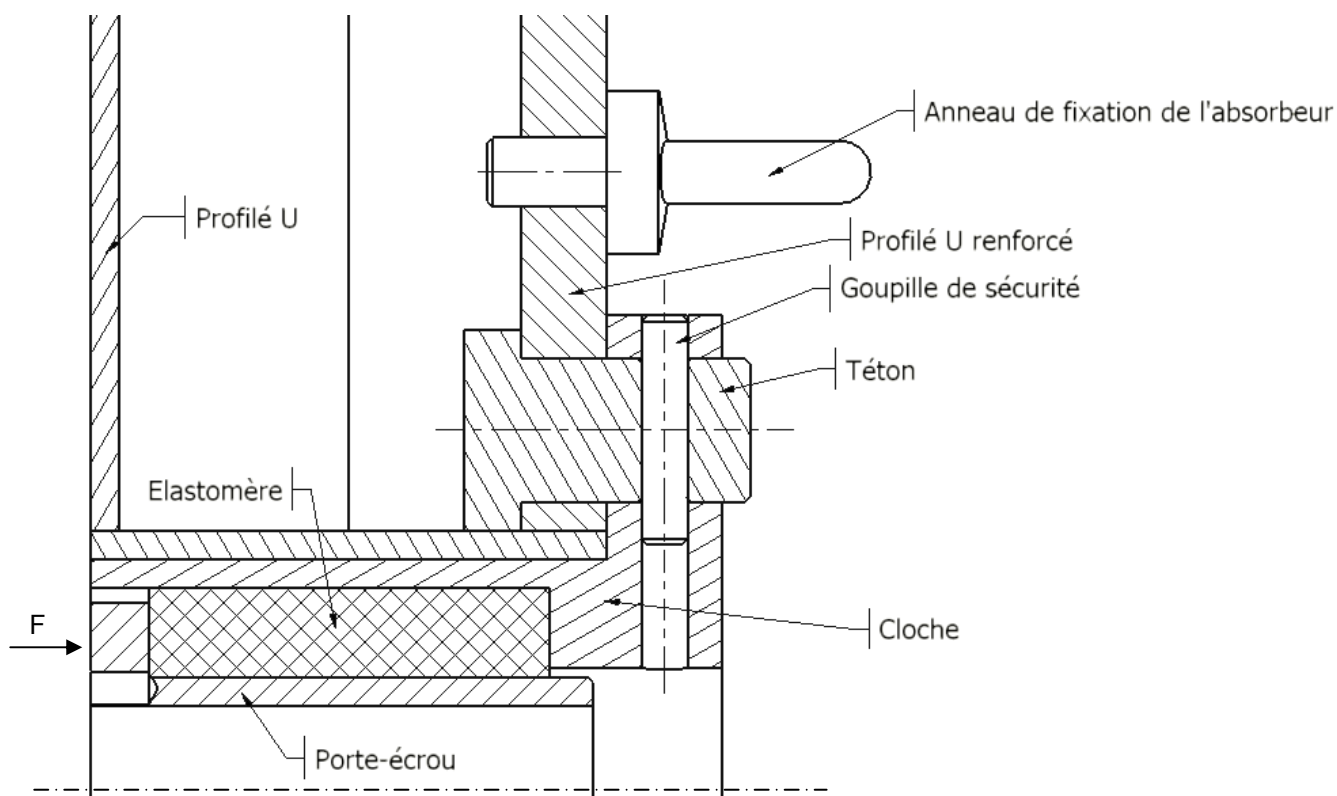
Pour cette raison, cette solution est abandonnée

Une autre solution, classiquement utilisée pour limiter le couple dans une transmission, est d'utiliser un système à goupille selon le schéma général suivant, issu du Roloff-Matek.

Kraftwirkungen am Bolzen



Adapté à notre situation, on trouve la construction suivante (agrandissement de la figure du chapitre 2.2.5) :



Ce système présente notamment les avantages suivants :

- Le téton reprenant tous les efforts « parasites », par exemple la reprise du couple de frottement de l'écrou, la goupille ne subit que la force de traction
- Ce système étant courant, il est possible de dimensionner la goupille à l'aide de la formule 9.1 de la version 16 du Roloff+Matek :

$$d \cong k \sqrt{\frac{K_A \cdot F}{\sigma_{b\,zul}}}$$

avec

- $k$  : « facteur de fixation » qui dépend du serrage de la goupille dans son logement. Dans notre cas,  $k=1.6$  car la goupille est libre.
- $K_A$  : « facteur d'application » qui dépend du cas de charge (secousses, vibrations, fortes accélérations). Dans notre cas,  $K_A = 1$  car on est dans une situation quasi-statique.
- $F$  : force que subit la liaison. Dans notre cas, on admettra que chaque goupille subira la moitié de la force, ce qui n'est qu'une approximation vu l'état structurellement hyper-statique, mais ayant tout de même une certaine souplesse due à la portée des pièces (par exemple la plaque solidaire de la cloche). Dans notre cas :  $98'100 \text{ N (10t)} / 2 = 45'090 \text{ N}$
- $\sigma_{b\,zul}$  : Contrainte de flexion équivalente tolérée par le matériau de la goupille. Pour des pièces de diamètre inférieur à 20 mm, selon R+M, il est possible d'utiliser  $R_m$  (qualité de la matière pas altérée par la taille de la pièce). Prenons un acier de décolletage 9SMnPb28, ce qui correspond au produit standard du fournisseur Bossard pour les goupilles de sécurité (rupture fragile)  $\rightarrow R_m = \sigma_{b\,zul} = 510 \text{ MPa}$

La formule devient donc :

$$d \cong 1.6 \sqrt{\frac{1 \cdot 45090}{510}} = 15.69 \text{ mm}$$

Une goupille de  $\varnothing 16 \text{ mm}$  sera donc choisie. Le léger surdimensionnement est acceptable car ne modifie pas de façon très sensible la force de rupture.

## 2.2.10. Absorbeurs d'énergie

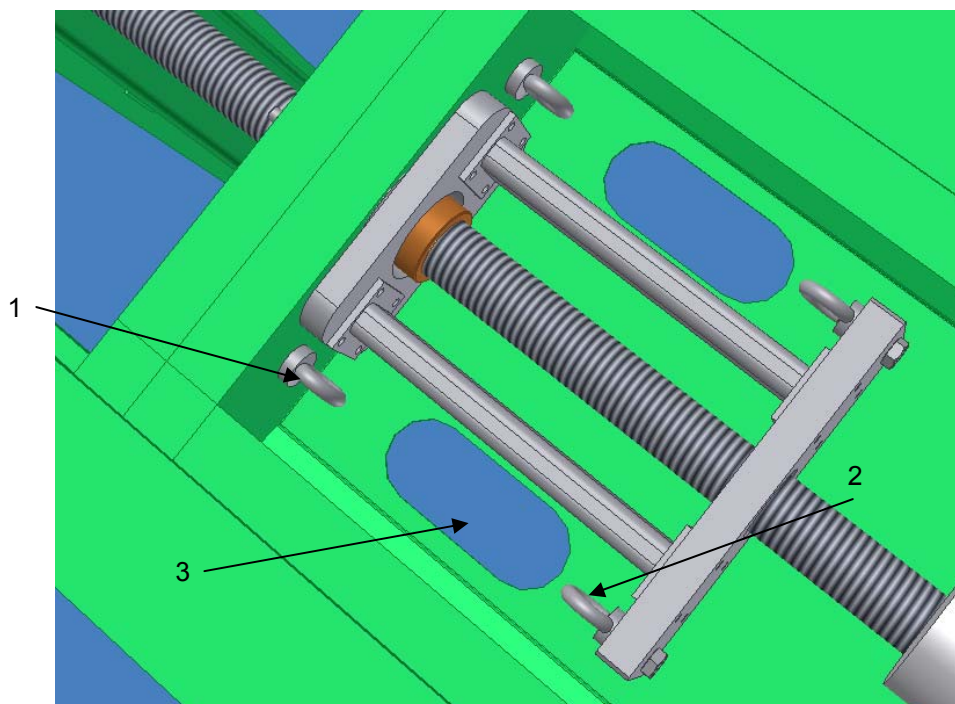
Les absorbeurs d'énergie à rupture d'anneaux permettent d'absorber l'énergie résultante de la vitesse acquise par la luge en cas de rupture des fusibles mécaniques ci-dessus.

Ils viennent se fixer entre deux anneaux, grâce à des serre-câbles, solidaires respectivement

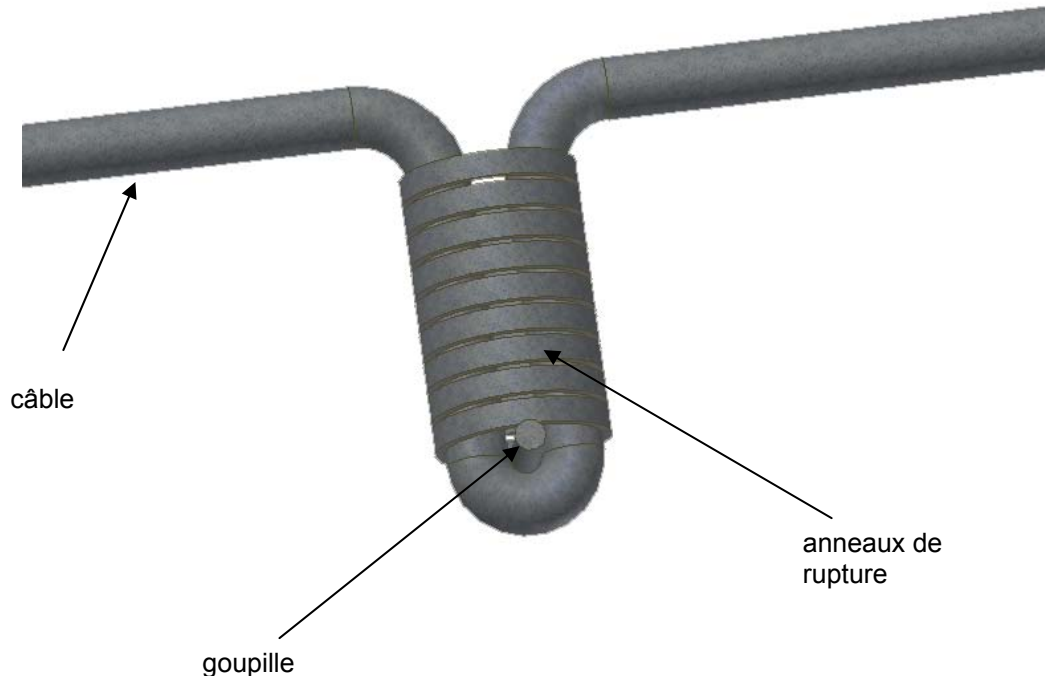
1. de la luge elle-même
2. de la cloche solidaire de l'écrou, via les poutres support d'absorbeurs

des évidements (3) permettent le passage du cylindre d'anneaux.

selon le dessin ci-dessous :



Les absorbeurs se présentent sous forme de câbles avec une boucle retenue par des anneaux de rupture et une goupille :



Lorsque la force sur le câble dépasse une certaine valeur, les anneaux de rupture vont commencer à se déformer élastiquement, puis plastiquement et enfin se rompre. Ces étapes consomment de l'énergie qui est ainsi prélevée au système à amortir. Une fois un anneau rompu, il va libérer le câble de façon symétrique et l'anneau suivant va ensuite faire le même travail. La force est ainsi constante si les anneaux sont identiques. Dans le cas contraire, on peut faire varier la force en y plaçant des anneaux ad hoc. La course de freinage est constituée par la longueur de câble entre les anneaux, c'est la dire au double de la longueur du cylindre constitué par le système. Ces absorbeurs, à usage unique, présente l'avantage d'être bon marché (env. CHF 100.-/pièce).



Exemple d'absorbeur d'énergie, après rupture



Dans notre cas, les valeurs suivantes seront à utiliser :

- Longueur de freinage : 1000 mm
- force maximum à supporter :  $78480 \text{ N (8t)} \cdot 3$  (coefficient de sécurité) / 2 (effort réparti sur deux absorbeurs) =  $117'200 \text{ N} \approx 120 \text{ kN}$
- Energie à dissiper  $E = \text{force} \cdot \text{distance} = 120'000 \text{ N} \cdot 1 \text{ m} = 120 \text{ KJ}$
- Force d'enclenchement : 98100 N (10t)
- Diamètre du câble : 20 mm (idem câble du télési)
- Fixation par brides de serrage (deux par extrémité)

### 2.2.11. Calcul de la clavette

La clavette permet de transmettre le couple de la sortie du réducteur à la vis (cf. dessin chap. 2.2.5). Pour un diamètre d'arbre nominal de 60mm, la largeur normalisée de la clavette est de 18 mm et sa hauteur de 11mm (selon DIN 6885). Il est donc nécessaire de calculer sa longueur au moyen de la formule selon Roloff+Matek v. 16 (12-1) :

$$\frac{2 \cdot T \cdot K_{\lambda}}{d \cdot h' \cdot l' \cdot n \cdot \varphi} \leq \frac{p_{zul}}{S_F}$$

Pour  $l'$  min, on trouve :

$$\frac{2 \cdot T \cdot K_{\lambda}}{d \cdot h' \cdot \frac{p_{zul}}{S_F} \cdot n \cdot \varphi} = l'_{\min} = 12 \text{ mm}$$

Avec :

- T = moment à transmettre ..... 723000 Nmm
- $K_{\lambda}$  = facteur de distribution de la charge ..... 1
- d = diamètre nominal de l'arbre ..... 60 mm
- $h' = 0,45 \times \text{hauteur de la clavette}$  .....  $0,45 \times 11 = 4,95$
- $p_{zul}$  = pression admissible sur la clavette ..... 490 MPa (C45)
- $S_F$  = facteur de sécurité ..... 1,2 (R+M TB12-1)
- n = nombre de clavettes ..... 1
- $\varphi$  = facteur de répartition de la charge (dépend du nombre de clavettes) .... 1

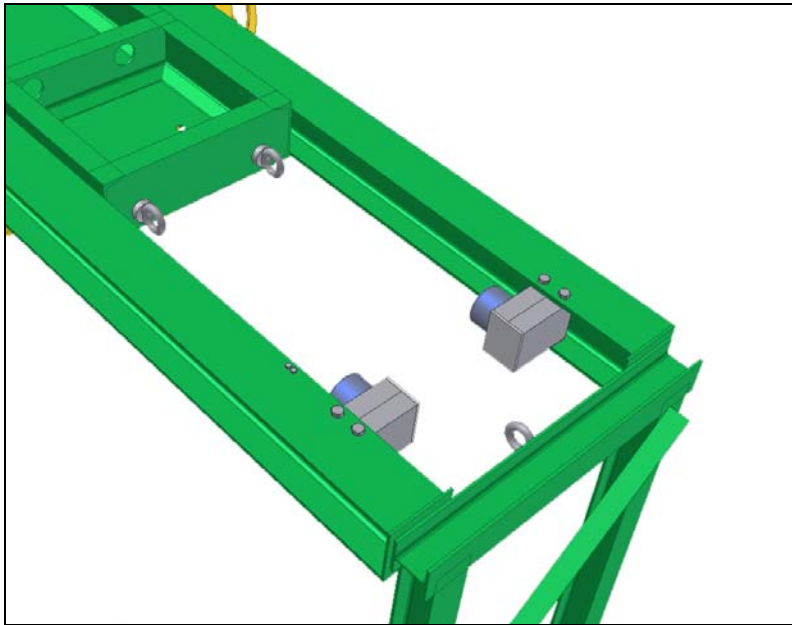
On constate qu'une clavette très courte (12 mm) est théoriquement suffisante. Mais nous allons choisir une clavette de taille commerciale la plus courte possible, soit de 50 mm (p. ex. article 61824600 chez Mädler).

## 2.2.12. Autres fonctions

### 2.2.12.1. Décharge du système

La norme indique qu'il faille pouvoir décharger le système de tension afin d'effectuer la maintenance. Cette fonction rarement utilisée à comme but principal d'être extrêmement simple et bon marché.

Des boucles d'accroche M36 ont été placées sur la luge et sur l'arrière de la structure du télésiégi :



Il suffit alors d'y placer un tire-fort de résistance > 10t (91800 N) pour reprendre la charge. Ce système présente l'avantage d'une grande simplicité et d'un surcoût quasiment nul, par contre il soumet les deux poutres porteuses de la luge à un effort de compression. Contrôle du flambage et calculant la force de flambage des poutres latérales :

$$F = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} = \frac{\pi^2 210'000 \cdot 2840 \cdot 10^4}{(1.7880)^2} = 948 \text{ kN}$$

On constate qu'un telle poutre est capable de supporter pas loin d' 1MN, ce qui laisse un facteur de sécurité d'environ 20 par rapport à la charge effective d'environ 50 kN. Aucun problème de sécurité à ce niveau.

Contrôlons maintenant les contraintes de flexion de la poutre arrière :

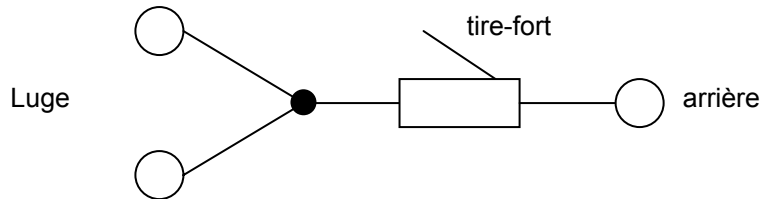
$$\sigma_{\max} = \frac{M}{I} y = \frac{F \cdot l}{4 \cdot I} y = \frac{78480 \cdot 1270}{4 \cdot 1510 \cdot 10^4} 70 = 115 \text{ MPa}$$

Ce qui est au dessous de  $R_e=235 \text{ MPa}$  pour un acier de construction standard S235.

Pour la poutre sur la luge dans le cas où la boucle serait placée au milieu :

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{I} y = \frac{F \cdot l}{4 \cdot I} y = \frac{78480 \cdot 850}{4 \cdot 317 \cdot 10^4} 45 = 237 \text{ MPa}$$

Ce qui est au dessus de la limite de  $R_e=235$  MPa pour un acier de construction standard S235. Ce cas est donc intolérable. Afin de palier à ce problème, deux boucles d'accroche ont été placées vers l'extrémité de la poutre en U. Il suffit donc de les relier par un câble intermédiaire (sans former un angle trop ouvert) pour y venir fixer le tire-fort.



Par mesure de sécurité, pour utiliser ce système de décharge, il faut respecter les recommandations suivantes :

- installations à l'arrêt et hors de l'exploitation
- durant la manœuvre, s'assurer qu'il n'y ait personne à l'avant de la luge (écrasement en cas de rupture)
- étayer la luge grâce à une poutre de bois ou de métal réglable en l'appuyant contre le poteau avant de la structure du télési.
- utiliser un tire-fort en excellent état et de résistance minimum de 10 tonnes.

### ***2.2.12.2. Réglage manuel***

La norme prévoit également la possibilité d'actionner le dispositif de tension de manière manuelle. En réalité, cette technique est presque uniquement utilisée lors du montage de l'installation. La conception d'un système spécifique serait inutile et chère, surtout qu'il serait nécessaire de pouvoir débrayer le réducteur de la vis pour un maniement aisé.

Néanmoins, pour respecter la norme, la solution est de démonter le moteur du réducteur ou d'éviter de le monter trop tôt. Comme ceci, il est possible d'avoir accès à l'arbre d'entrée du réducteur et ainsi de pouvoir facilement l'actionner manuellement grâce à une clé ou une manivelle adaptée.

Bien que ce système ne soit pas optimal, il permet de remplir la fonction demandée sans aucun coût supplémentaire.

## 2.3. Les matériaux

Ce chapitre parle des différents matériaux choisis et la justification de ces choix.

### Acier de construction :

En général, on utilise pour les remontées mécaniques l'acier S355K2 (St52-3) qui a les propriétés suivantes

- Résistance mécanique  $R_m = 510 \text{ MPa}$
- Limite élastique  $R_e = 355 \text{ MPa}$
- Résilience  $\text{RCV} \geq 35 \text{ J/cm}^2 \text{ à } -20^\circ\text{C}$

Il a l'avantage d'avoir une haute limite élastique pour un acier de construction et une bonne tenue aux basses températures que les remontées mécaniques doivent subir

- Résilience élevée (bonne résistance aux chocs à basse température).
- Transition ductile-fragile à très basse température.

Il est de plus facile à usiner.

Toutes les pièces standards présentées dans ce projet sont donc faites avec cet acier et dimensionnées en conséquence.

Les pièces récupérées de la structure existante resteront dans leur matériau d'origine.

D'autre part, des aciers au chrome sont acceptés, avec certificats, pour certaines pièces de sécurité.

### Ensemble vis-écrou

- Pour le prototype

Pour le prototype, les facteurs de choix suivants entrent principalement en compte :

1. Pour des raisons économiques, il est nécessaire de choisir un des matériaux proposés par le fabricant, ce qui limite le choix et nécessite des compromis
2. Le prototype va fonctionner dans un environnement favorable (à l'abri des intempéries et dans des conditions de température favorables)
3. La fiabilité demandée dans le temps sera moindre.

Proposition avec les matériaux proposés par Kammerer :

1. Vis en acier 42CrMo4 : haute limite élastique ( $R_e = 900 \text{ N/mm}^2$ ,  $R_m = 1100 \text{ N/mm}^2$ )
2. Ecrou en bronze CuSn12 : bonnes caractéristiques au frottement, bonne compatibilité avec l'acier, résistance mécanique particulièrement bonne pour un bronze ( $R_e = 140 \text{ N/mm}^2$ ,  $R_m = 280 \text{ N/mm}^2$ )

- Pour une application réelle dans le terrain

1. Les performances mécaniques de l'acier utilisé peuvent être similaires à celui utilisé dans le cadre du prototype.
2. Le facteur clé est la résistance à la corrosion dans un environnement hostile de montagne. D'une part, la corrosion ne doit pas affaiblir de manière sensible la résistance de la vis, d'autre part, il est absolument nécessaire d'éviter un collage vis-écrou, y compris durant la pause estivale de plusieurs mois.
3. La résistance à la fatigue doit être suffisante pour toute la durée de vie du produit.
4. Le développement de matériaux spécifiques est possible en cas de commercialisation à grande échelle du produit.
5. Le frottement entre la vis et l'écrou doit être le plus régulier possible

Il est possible de garder les matériaux utilisés pour le prototype mais en y ajoutant un traitement de surface pour la vis qui doit remplir les conditions suivantes :

- Bonne résistance à la corrosion atmosphérique durant env. 30 ans
- Résistance à l'usure
- Coefficient de frottement le plus stable possible dans toutes les conditions et durant toute la durée de vie
- Absence de grippage lors de long intervalles entre les mouvements (6 mois)
- Bonne accroche sur un acier et compatibilité avec le bronze

On constate que les exigences sont élevées mais il s'agit d'un élément clé du système. Des défaillances dues à un mauvais traitement de surface ne sont pas tolérables. Le prix, quant à lui, est de nature secondaire.

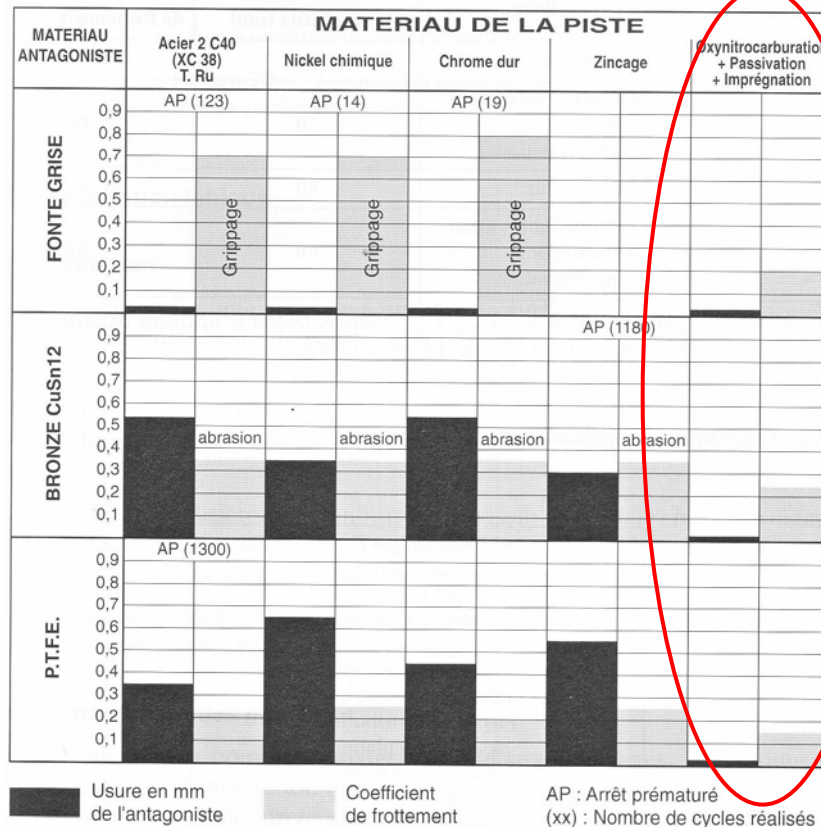
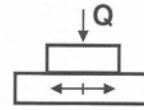
Après analyse des traitements de surface possibles, un traitement complet bien adapté consiste en une oxynitrocarburation.

La nitrocarburation des aciers est un traitement de surfaces thermochimique qui met en jeu la diffusion simultanée d'atomes d'azote et de carbone à la surface d'un matériau ferreux. L'objectif principal est d'améliorer les propriétés de résistance au grippage, à l'usure et à la corrosion en créant à la surface une couche de carbonitride de fer.

Une oxydation complémentaire permet de passiver la surface, ce qui améliore de façon notable la tenue à la corrosion.

Ce tableau montre l'influence nette d'un tel traitement en limitant massivement l'usure, tout en diminuant légèrement le coefficient de frottement.

- Contact patin/piste
- Mouvement alternatif
- Course : 70 mm
- $V : 0,1 \text{ m. s}^{-1}$
- Pression de contact : 2 MPa
- Nombre de cycles : 2 000
- Frottement à sec



Quel que soit l'antagoniste, les traitements de nitruration + parachèvement peuvent se substituer avantageusement aux revêtements métalliques.

**Figure 67** – Caractéristiques tribologiques de couples frottants utilisant oxynitrocarburation + parachèvement – frottement à sec (d'après HEF).

On constate que l'oxynitrocarburation (dernière colonne) diminue massivement l'usure de la pièce et assure un coefficient de frottement faible et constant.

Ce traitement de surface est donc idéal pour la vis.

L'écrou en bronze, quant à lui, ne subira aucun traitement de surface ayant naturellement de bonnes propriétés tribologiques et une bonne résistance à la corrosion.



## 2.4. Contrôle des pièces

### 2.4.1. Introduction

Comme l'analyse de risque l'exige, les pièces mécaniques remplissant une fonction de degré de criticité III<sup>2</sup> (élevé) doivent être surdimensionnées car une défaillance de leur part peut entraîner un incident grave.

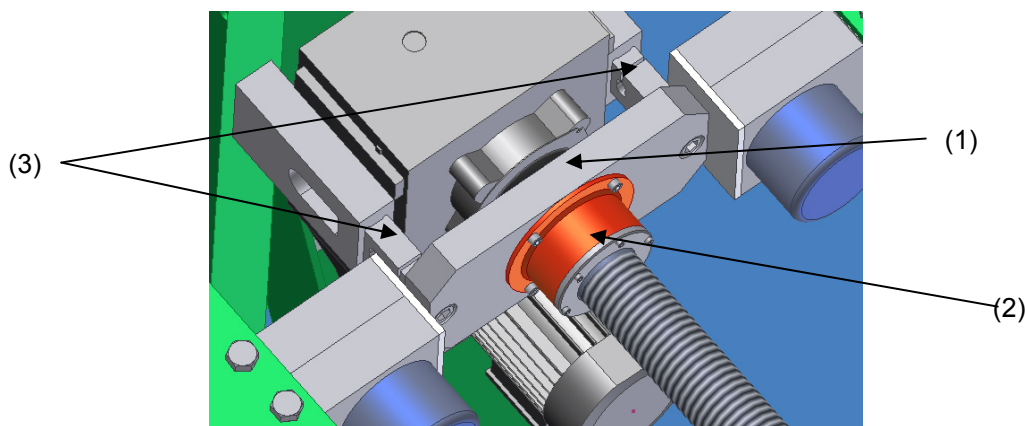
Par conséquent, chacune de ces pièces va subir une analyse de résistance des matériaux par simulation par éléments finis dans des conditions extrêmes, c'est-à-dire en subissant des efforts trois fois plus élevées que les plus importantes en service (facteur de sécurité de trois selon EN 1908:2004).

A noter que les déformations visibles sur les illustrations de ce chapitre ne sont que des représentations symboliques et n'indiquent pas la réalité où les déformations sont en principe beaucoup plus faibles.

Afin de bien comprendre l'utilité des pièces, il peut être utile de se référer aux dessins de détail en annexe.

### 2.4.2. Plaque support de butée

Cette plaque (1) reprend en flexion les efforts créés par l'appui de la butée (2) et de la vis pour les transmettre aux capteurs de force (3) situés de part et d'autre du moteur.



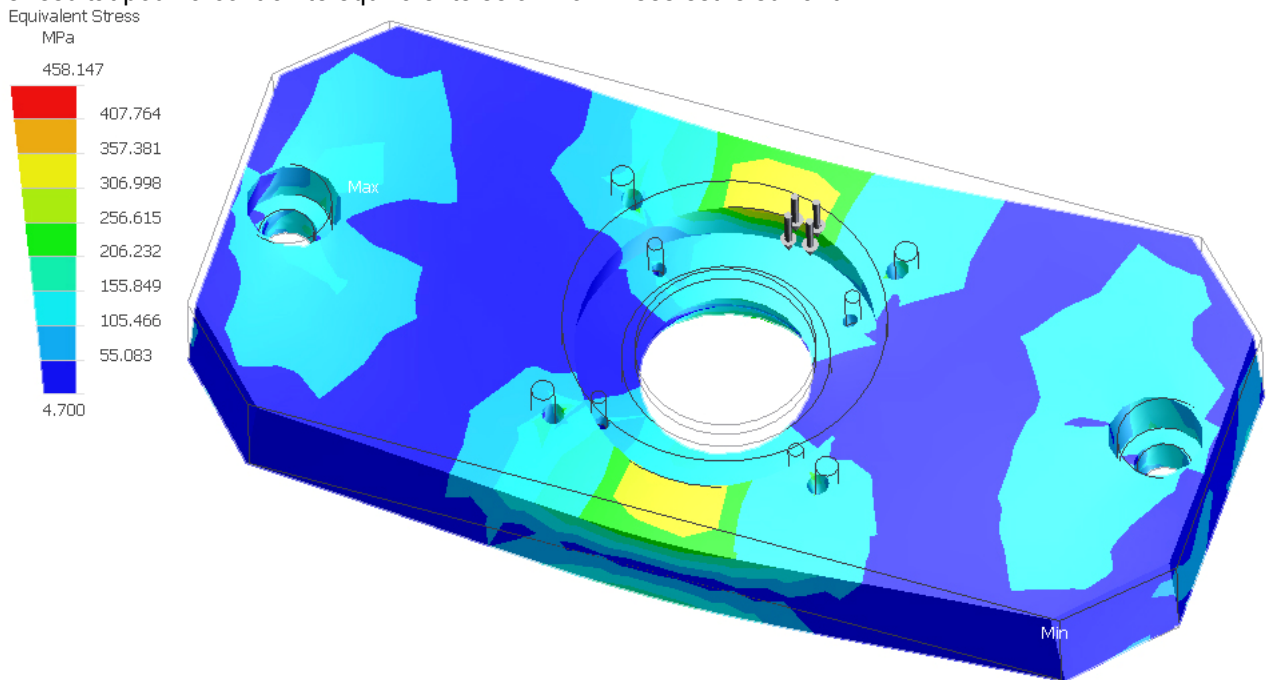
Hypothèses :

- Les deux faces sur lesquelles viennent se plaquer les capteurs sont considérés comme fixes bien que ce ne soit pas tout à fait le cas ; les supports latéraux peuvent fléchir un peu. Il faudra être alors un peu plus pessimiste.
- La face sur laquelle est appuyée la butée subit une pression uniformément répartie qui est le rapport entre trois fois la force nominale de la vis et la surface, soit :

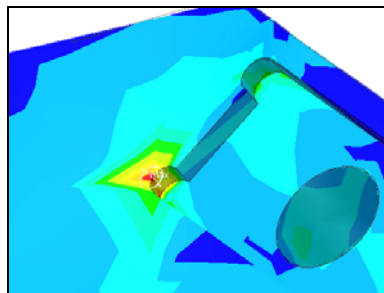
$$p = \frac{3F}{A} = \frac{3 \cdot 78480}{10476} = 22.47 \text{ MPa}$$

<sup>2</sup> cf. chapitre « analyse de risque »

Le résultat pour la contrainte équivalente selon Von Mises est le suivant :



On constate que le maximum, selon l'échelle, est situé très localement près des bords du décrochement pour l'alignement du capteur



Ce n'est pas très logique car la matière au-dessus du décrochement ne devrait que peut subir de contraintes et même si c'était le cas, une plastification locale ferait baisser rapidement les contraintes tout en écrasant le matériau qui pourrait ainsi reprendre un effort plus important. Une cause probable de cette situation est que la surface de pression considérée comprend les 4 demi-cercles de dégagement pour la fraise alors que dans la réalité, la pression aura lieu uniquement sur le rectangle central. Par conséquent, cette concentration de contrainte n'est pas significative.

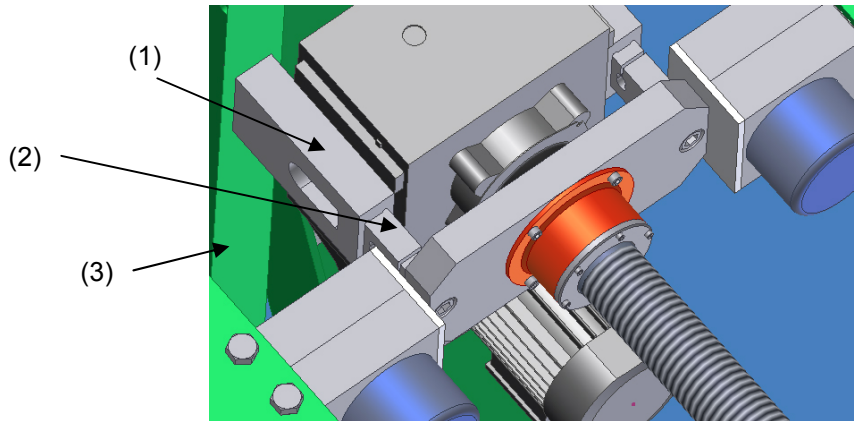
Dans le corps de la pièce, on constate une contrainte maximum à proximité du trou principal d'environ 350 MPa, ce qui est acceptable dans le cas d'une utilisation d'un acier de construction standard S355.

Cette pièce peut ainsi être validée.

Notons encore que la déformation maximale est de 0.5 mm pour 3x la charge nominale, ce qui est négligeable vu nos ordres de grandeurs.

### 2.4.3. Montant latéraux

Les montants travaillent en compression (1) en reprenant les efforts dus à l'appui des capteurs (2) pour les transmettre à la structure du télésiégi (3).

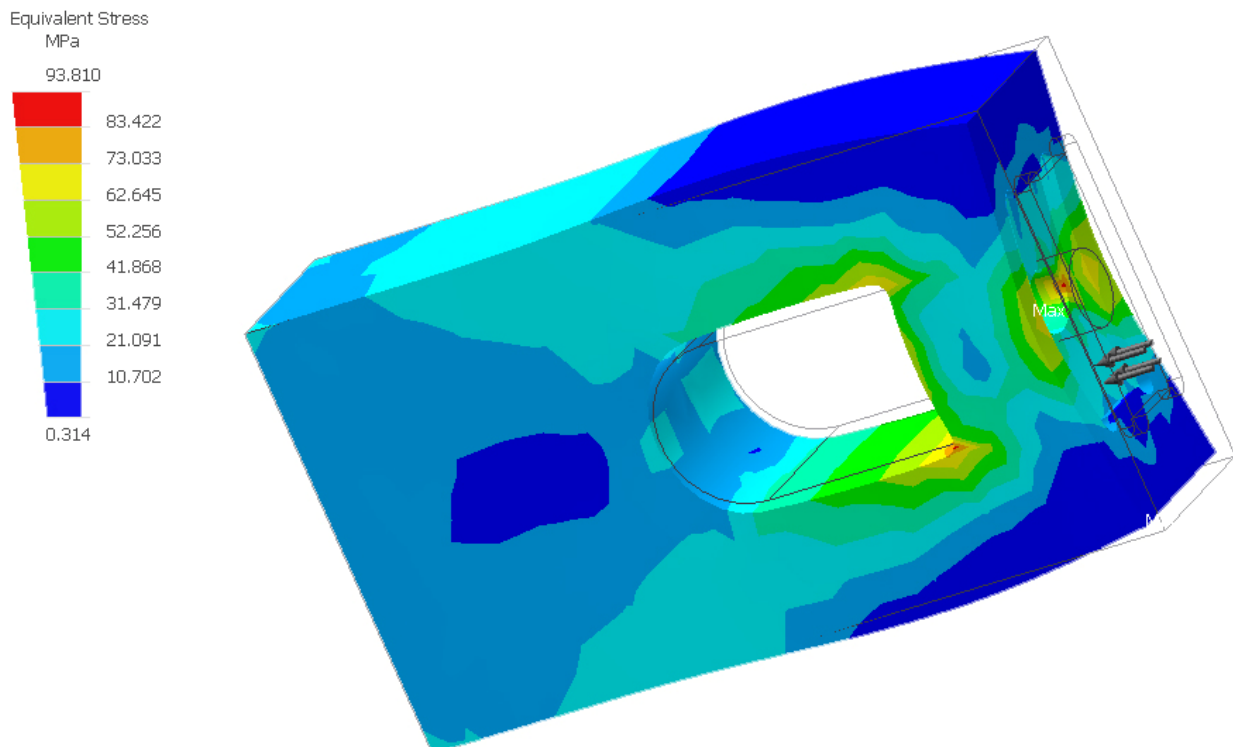


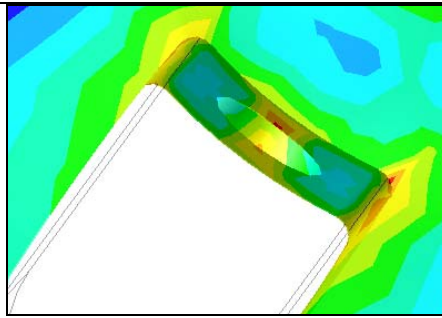
Hypothèse :

- La surface contre la structure du télésiégi est considérée comme bloquée alors que celle sur laquelle s'appuie le capteur subit une pression de

$$p = \frac{3F}{2A} = \frac{3 \cdot 78480}{2 \cdot 2437} = 48.3 \text{ MPa}$$

Résultat :



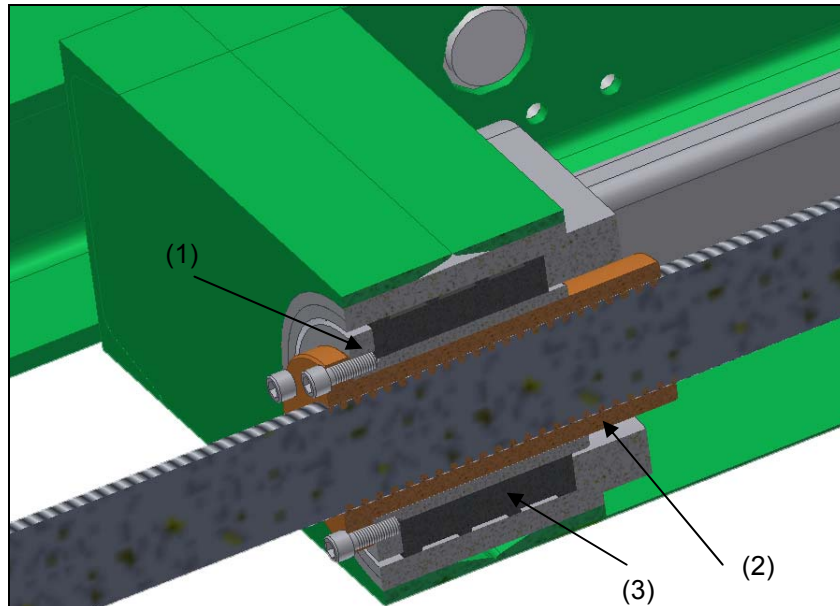


Les maxima se retrouvent comme on peut l'attendre à proximité du trou et dans les angles malgré les congés. Mais les valeurs restent basses, ne dépassant pas les 100 MPa.

On peut se demander aussi comment va réagir une telle pièce au flambage. Mais sa forte section est sa longueur modeste (qui compte au carré), c'est-à-dire sa forme ramassée, nous permettent d'affirmer que les risques sont inexistantes.

#### 2.4.4. Porte-écrou

Le porte-écrou (1) est constitué d'un tube servant uniquement de guidage de l'écrou alors que la collerette devra reprendre la pression créée par l'épaulement de l'écrou lui-même (2) et la transmettre sur la surface, plus grande, plaquée contre l'anneau d'élastomère (3).

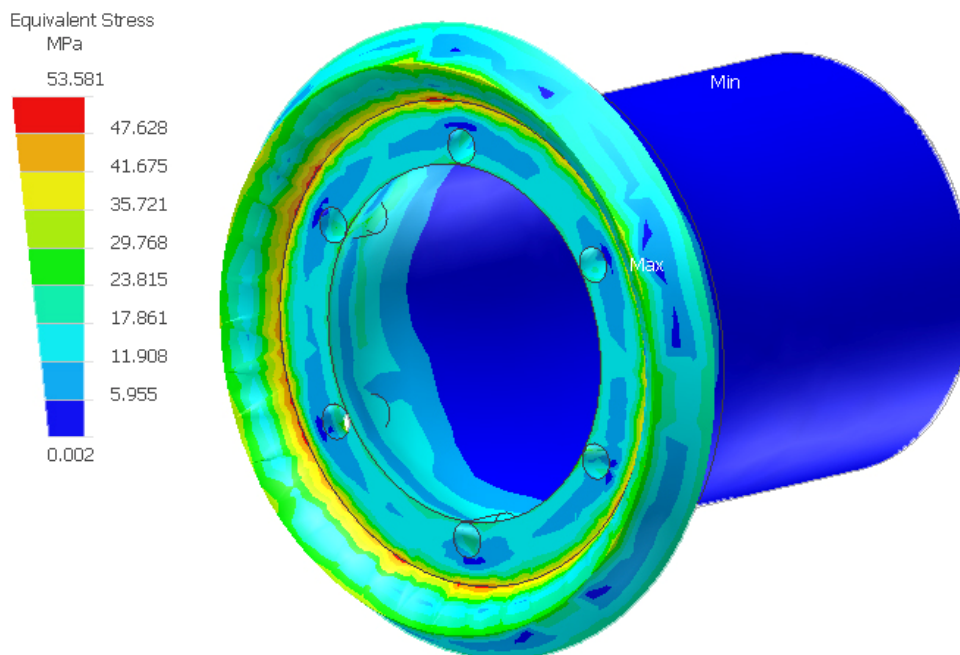


Hypothèse :

- la surface de pression de l'écrou sera considérée comme fixe (grand rigidité) alors que celle en contact avec l'élastomère va reprendre la pression ad-hoc, c'est-à-dire :

$$p = \frac{F}{A} = \frac{3 \cdot 78480}{13323} = 17.7 \text{ MPa}$$

Résultat :

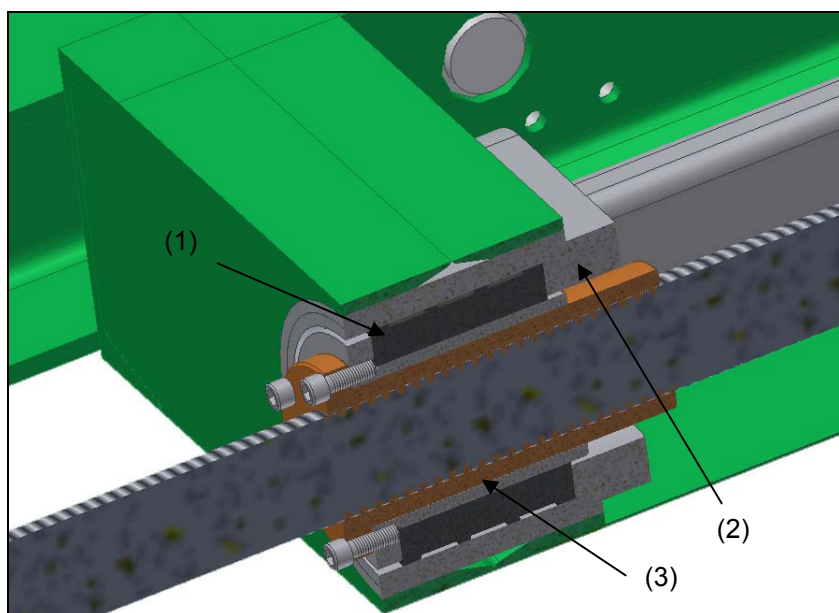


Les contraintes restent très basses, pas beaucoup au-delà de 50 MPa, en tenant compte du facteur de sécurité de trois.

Pas de problème de sécurité avec cette pièce réalisée dans un acier standard de type S355.

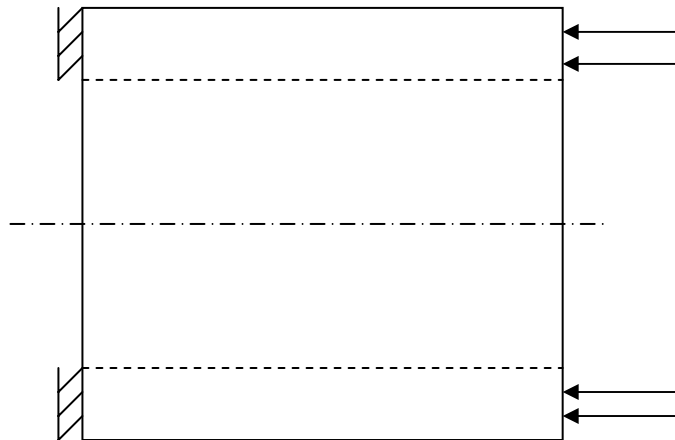
## 2.4.5. Elastomère

L'anneau en matériau élastomère (1), emprisonné entre la cloche (2) et le porte-écrou (3), permet de supporter un léger désalignement de la vis.



On pourrait craindre une instabilité de déversement (flambage des flancs) mais le fait qu'il soit tenu, autant à l'intérieur qu'à l'extérieur, permet d'éviter ce problème. Il va donc uniquement subir un effort de compression qu'on admettra uniforme.





$$A = 16458 \text{ mm}^2$$

$$F = 3 \cdot 78480 \text{ N} = 235440 \text{ N}$$

$$p = \sigma = \frac{F}{A} = \frac{3 \cdot 78480}{16458} = 14.3 \text{ MPa}$$

Il sera donc nécessaire de choisir un matériau élastomère, qui non seulement aura une bonne résistance chimique et à l'environnement, mais qui sera aussi capable de supporter une telle contrainte.

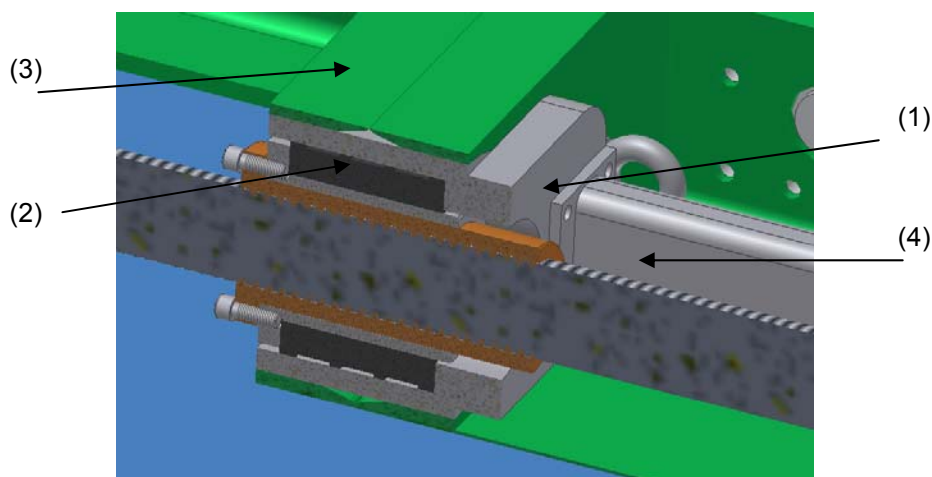
Par exemple, le matériau *Fibrofex® 7* permet d'atteindre largement cette valeur avec une résistance à la traction/compression de 45 MPa et un module d'élasticité de 133 MPa, ce qui signifie que le raccourcissement en service vaut :

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{4.76}{133} = 3.6\%$$

ce qui signifie que la longueur initiale de l'anneau, qui doit être de 140 mm en service, devra être de  $140 \cdot 1.036 = 145 \text{ mm}$ .

## 2.4.6. Cloche avec plaque

La cloche (1) est l'enveloppe extérieure de l'élastomère (2) et est solidaire de la plaque qui est fixée grâce aux goupilles de sécurité sur la structure de la luge (3) et sur laquelle sont fixées les poutres du système d'absorption (4).



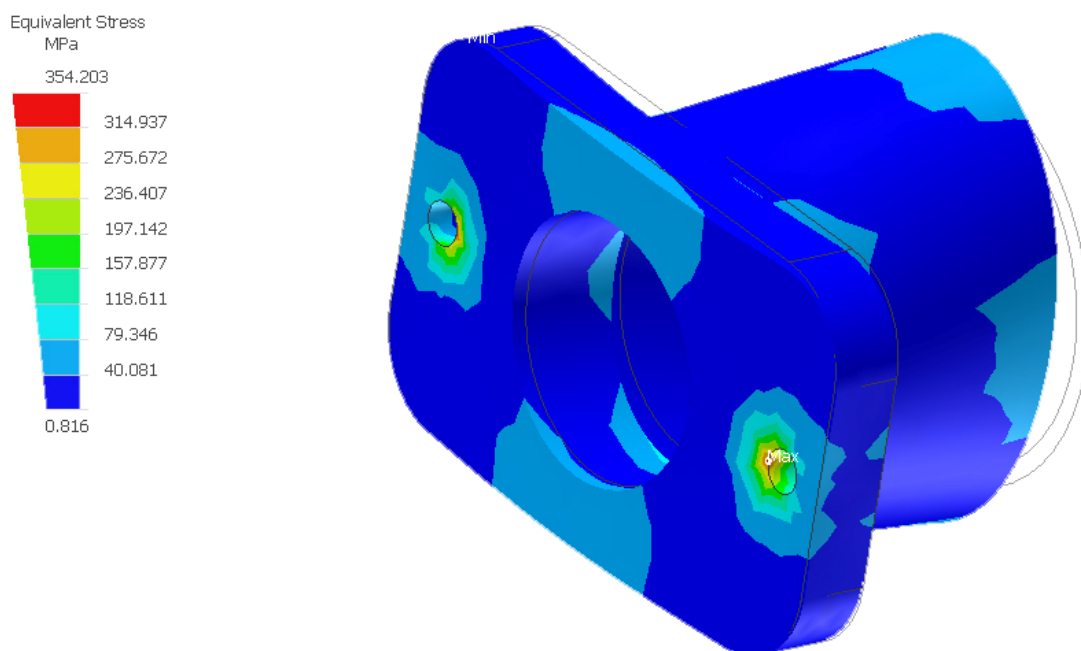


La partie « tube » ne reprend que peu d'efforts alors que la plaque reprend la pression créée par l'élastomère pour la transmettre aux goupilles de sécurité et éventuellement aux poutres du système d'absorption en cas de rupture des vis.

Pour la simulation, les trous de fixation des goupilles seront considérés comme fixes et la pression de l'élastomère va s'appliquer où il s'appuie avec une valeur de

$$p = \frac{3F}{A} = \frac{3 \cdot 78480}{15130} = 15.6 \text{ MPa}$$

Résultat :

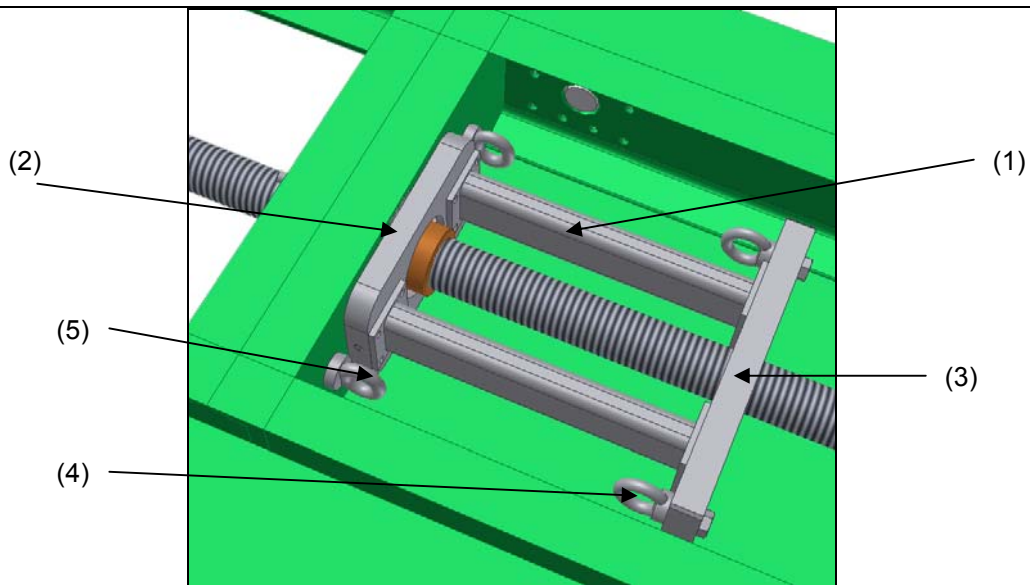


On constate, comme attendu, des concentrations de contraintes à proximité des trous des goupilles de sécurité mais qui restent en deçà de la tolérance si on utilise un acier S355.

## 2.4.7. Système d'absorbeurs de choc

Le système d'absorbeurs sera traité de façon globale.

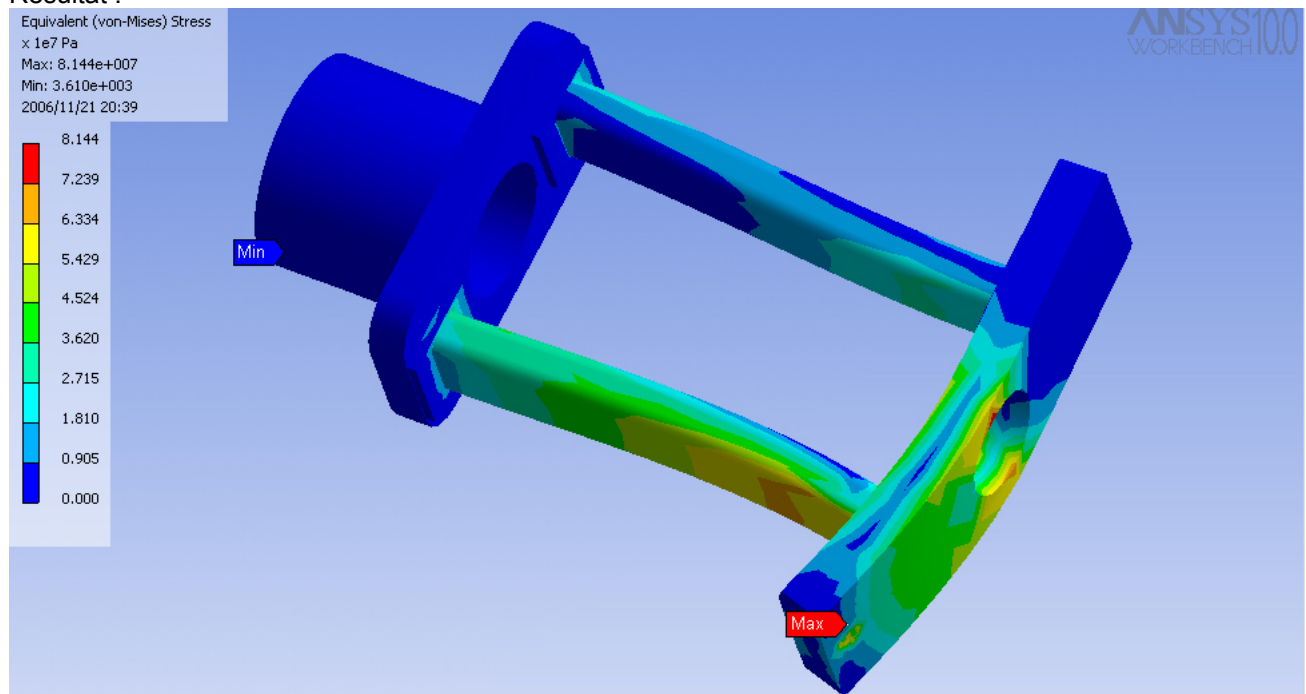
Les poutres (1) sont vissées sur la plaque solidaire de la cloche (2). Au bout de ces dernières est vissée la plaque (3) qui supporte les absorbeurs, par leurs crochets (4). L'autre extrémité des absorbeurs est tenue par les crochets (5) fixés à la structure de la luge.



En cas de rupture de la liaison entre la cloche et la structure de la luge (rupture des goupilles de sécurité), la force de la vis sera obligée de transiter, de manière contrôlée, par le système d'absorbeurs pour être appliquée à la luge.

Le cas de charge pour le calcul de résistance sera le plus défavorable, c'est-à-dire celui où seulement un seul absorbeur reprendra toute la force. Ce cas est probable durant un temps limité au début du fonctionnement du dispositif si les deux absorbeurs ne sont initialement pas tendus de manière identique.

Résultat :



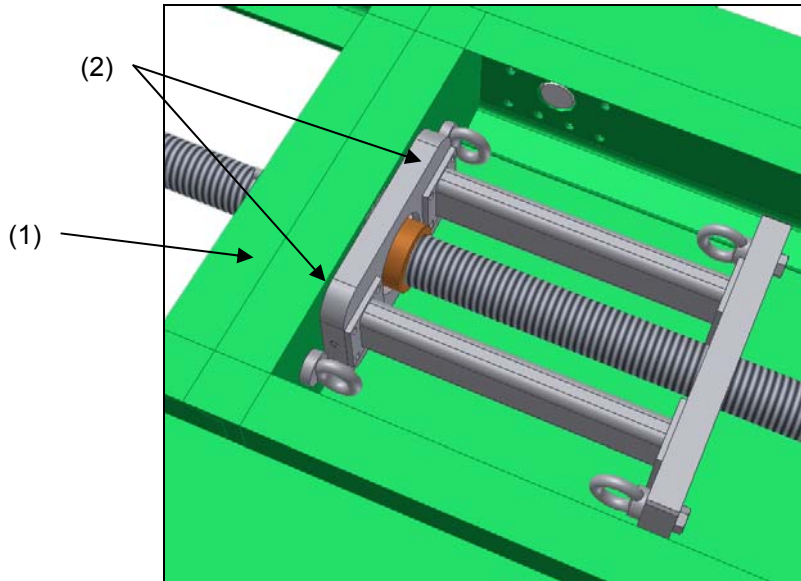
On constate que les valeurs des contraintes ne dépassent pas 82 MPa ce qui est raisonnable et assure que, même dans le cas défavorable, le dispositif va accepter l'effort.

Il n'est dès lors pas nécessaire d'y mettre des renforts de type plaque.

## 2.4.8. Double poutre de la luge

La force créée par la vis est transmise à la poulie motrice via la luge et en particulier le double profilé en U travaillant en flexion et bout de luge (1).

La force est transmise à ce double U par les goupilles de sécurité ainsi que les têtes (2, invisibles sur le dessin), c'est-à-dire de manière quasi-punctuelle et assez au centre des profilés autant en longueur qu'en hauteur (partie mince et faible du profilé). Il est donc légitime de contrôler les contraintes dans cet ensemble.

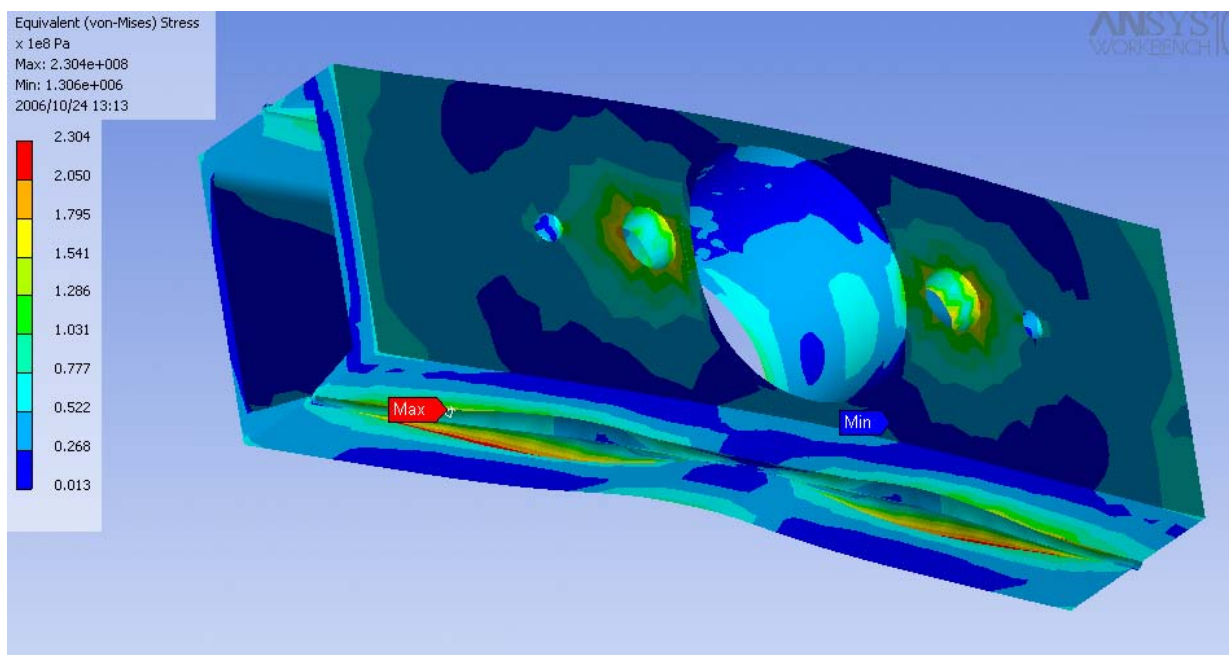


Hypothèses :

- Les flancs des profilés sont encastrés (certes pas exact)
- La force est répartie sur deux anneaux de contact entre les têtes et le profilé.

Le résultat correct est le suivant, en ayant pris les précautions suivantes :

- Toutes les pièces sont solidement soudées entre elles
- Le U sur lequel s'applique la force a été consolidé en y augmentant l'épaisseur de l'âme à 20 mm.



La douille centrale joue un rôle stratégique en transmettant une partie de l'effort sur le profilé arrière. Sa soudure sur les profilés doit ainsi être réalisée correctement.

On constate que les soudures axiales subissent aussi un effort important, quoique d'une valeur raisonnable de 230 MPa. Elles doivent donc aussi être réalisées de bonne manière.

La surépaisseur de l'âme du profilé avant permet de limiter les efforts dans la pièce et de reprendre ainsi correctement les efforts provenant des têtes.

Cet ensemble peut être réalisé avec un acier de construction traditionnel S355.

## 2.4.9. Têtes

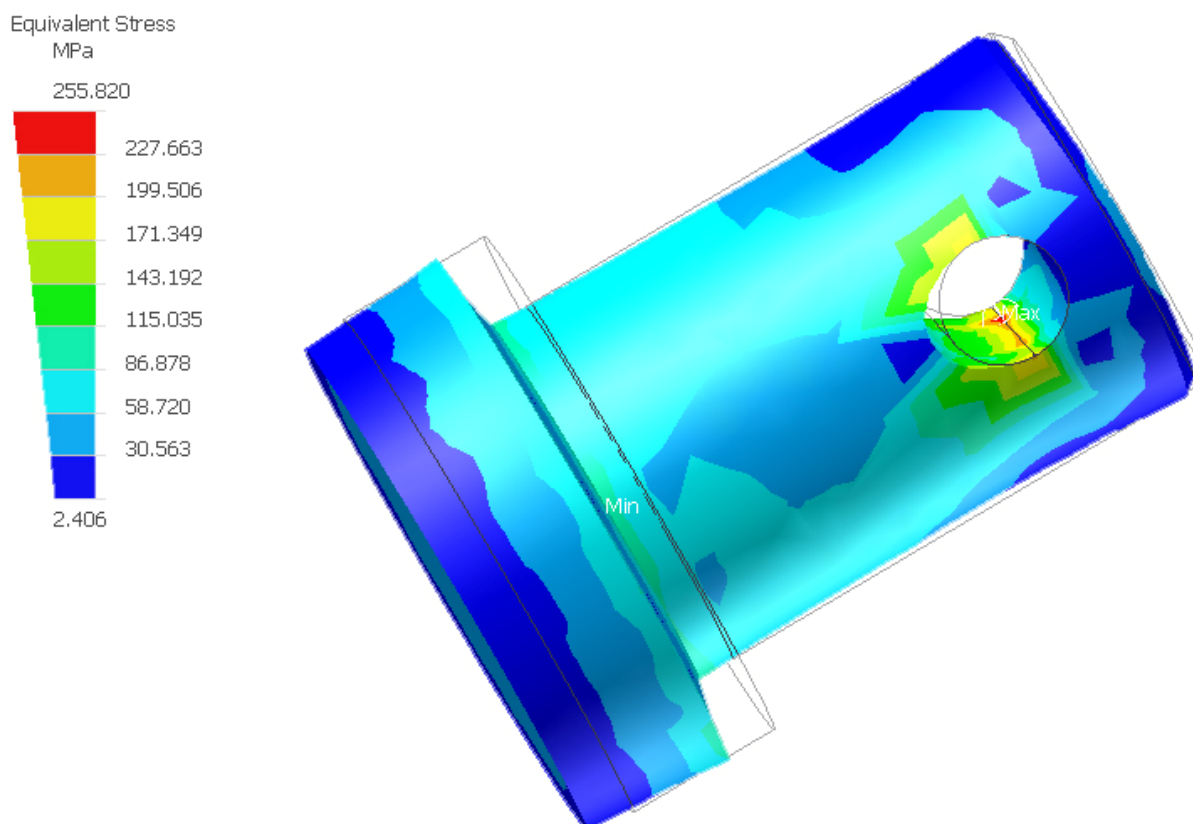
Les têtes sont des pièces intermédiaires s'appuyant sur un épaulement contre l'âme du profilé U renforcé et contenant un trou de passage de la goupille à l'autre extrémité. Ils travaillent en traction.

Contrôlons leur résistance en traction, avec le facteur de sécurité de trois et admettant qu'ils reprennent chacun la moitié de la force de la vis (voir hypothèse précédente).

Hypothèses :

- La moitié d'appui du trou de la goupille est considéré comme fixe
- Trois fois la moitié de force de la vis s'exerce de façon répartie sur l'épaulement.

Résultat :



Les concentrations de contraintes autour du trou sont en partie dues aux besoins de la simulation. En effet, il a fallu décomposer la surface intérieure du trou en deux demi-surfaces pour bloquer seulement la partie appuyée (à gauche sur le dessin). Or la jonction entre les deux parties crée un petit escalier qui induit certaines concentrations de contraintes.

Malgré ce phénomène et le facteur de sécurité de trois, on constate que les valeurs des contraintes sont légèrement supérieures à la limite élastique d'un acier de construction standard S235. Il est alors conseillé, pour des raisons de sécurité, de choisir un acier S355.

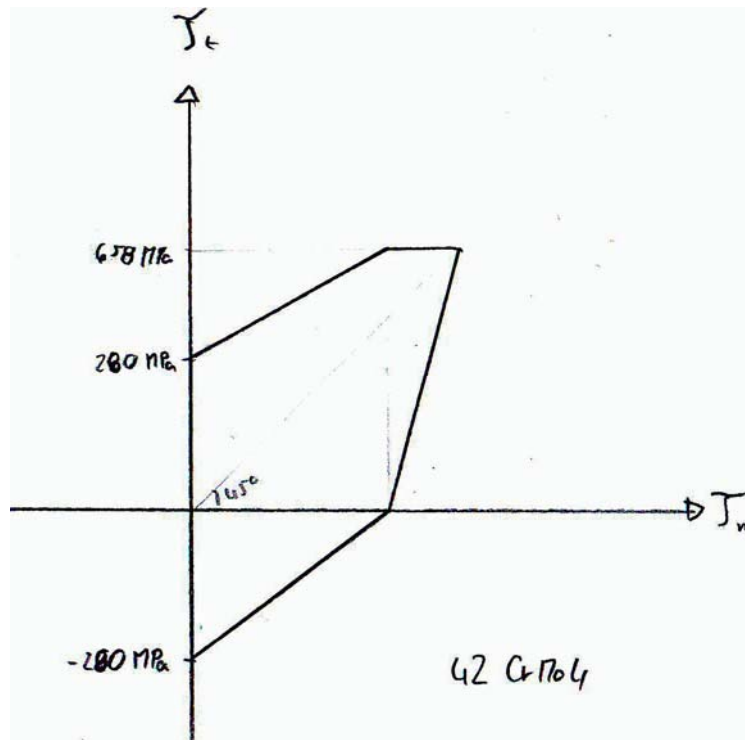
## 2.4.10. Vis

La vis est à contrôler en fatigue due à la torsion. En effet, l'effort de traction qu'elle subit est quasiment constant alors que la torsion dans le noyau, à cause du frottement de l'écrou, peut atteindre, cycliquement à chaque rotation de la vis, la valeur maximum de 723 Nm calculé auparavant.

La valeur de la contrainte de torsion maximale se calcule de la manière suivante :

$$\tau_{t \max} = \frac{T}{W_t} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{723 \cdot 3 \cdot 16}{\pi \cdot 77^3} = 0.024 \text{ MPa}$$

Or la résistance à la fatigue d'un matériau est donnée par son diagramme de Smith. Voici celui du 42CrMo4 pour la torsion :



Les valeurs sont issues de la table Roloff+Matek TB 1-1 multipliées par le facteur de taille  $K_t$  TB 3-11 pour tenir compte de l'imperfection du matériau due à sa taille.

On constate que la valeur des contraintes de torsion réelles est très inférieure à celle permise dans le diagramme de Smith (4 ordres de grandeur). Aucun souci de fatigue n'est à craindre vu le surdimensionnement massif de la vis.

Calculons aussi la valeur de l'angle de torsion de la vis pour voir s'il est négligeable.

$$\varphi = \frac{T \cdot L}{G \cdot I_t} = \frac{T \cdot L \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d^4} = \frac{723 \cdot 2500 \cdot 32}{81000 \cdot \pi \cdot 77^4} = 6.46 \cdot 10^{-6} \text{ rad}$$

L'angle de torsion maximum est négligeable pour la précision de la position de la luge exigée dans notre cas.



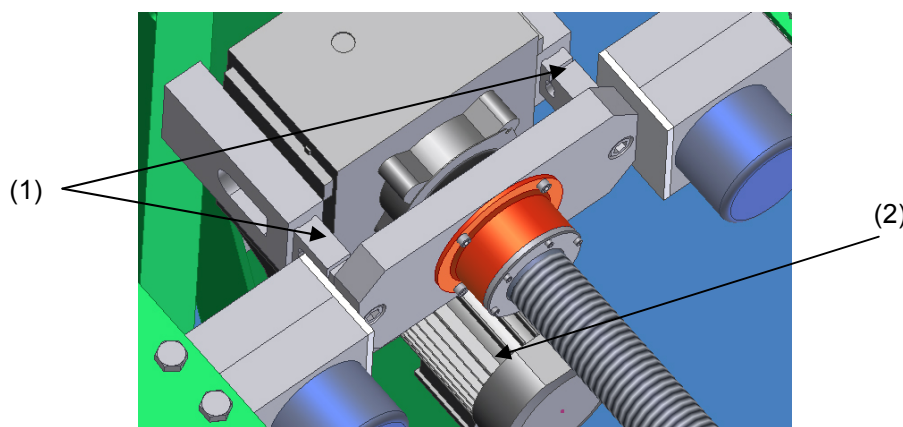
## 2.5. Commande et régulation

### 2.5.1. Introduction

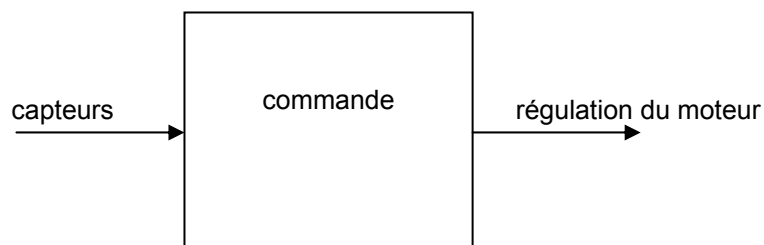
La commande est l'ensemble des éléments servant à réguler la force dans le câble. Elle a deux interfaces avec la partie mécanique.

Entrée : 2 capteurs de force reprenant chacun environ la moitié de la force (1)

Sortie : régulation du moteur (2)



On peut la schématiser de la sorte :



Son but est de garder la force du câble dans une plage tolérable en adaptant la position de la luge.

Principales caractéristiques :

- Haut degré de sécurité ; le danger principal est une surtension du câble qui peut avoir des conséquences dramatiques sur l'ensemble de l'installation.
- Les anomalies de fonctionnement doivent impérativement être détectées et provoquer un arrêt du système de tension.
- Les composants de sécurité doivent répondre aux normes en vigueur et être de catégorie 4<sup>3</sup>.
- La régulation doit se faire de manière à ne jamais sortir des valeurs limites de tension.
- Le système doit avoir une sensibilité suffisamment importante pour ne pas dépasser les valeurs limites mais suffisamment faible pour éviter des mouvements de luge incessants.
- Sa simplicité doit être maximale pour limiter les risques de défaillance ainsi que les coûts.
- Les valeurs limites de la force peuvent différer au plus de  $\pm 15\%$  de celle de la tension nominale (selon EN 1908:2004, art. 8.2.2), soit dans notre cas de respectivement 66,708 kN et 90,252 kN.

<sup>3</sup> La catégorie 4 correspond aux exigences de sécurité maximum dans l'électronique où, entre autres, tous les circuits doivent être redondants et où toute défaillance doit être immédiatement détectée afin de mettre l'installation dans un mode sécurisé.



## 2.5.2. Principe de fonctionnement avec schéma

La première idée était de mettre un régulateur PID permettant un réglage fin de la position de la luge. Cette solution, a priori idéale, présente néanmoins certains inconvénients :

- Le moteur asynchrone d'entraînement de la vis choisi pour des raisons de coûts nécessite un variateur de fréquence si l'on souhaite varier sa vitesse, ce qui représente un important surcoût.
- Le régulateur en lui-même est un composant complexe.

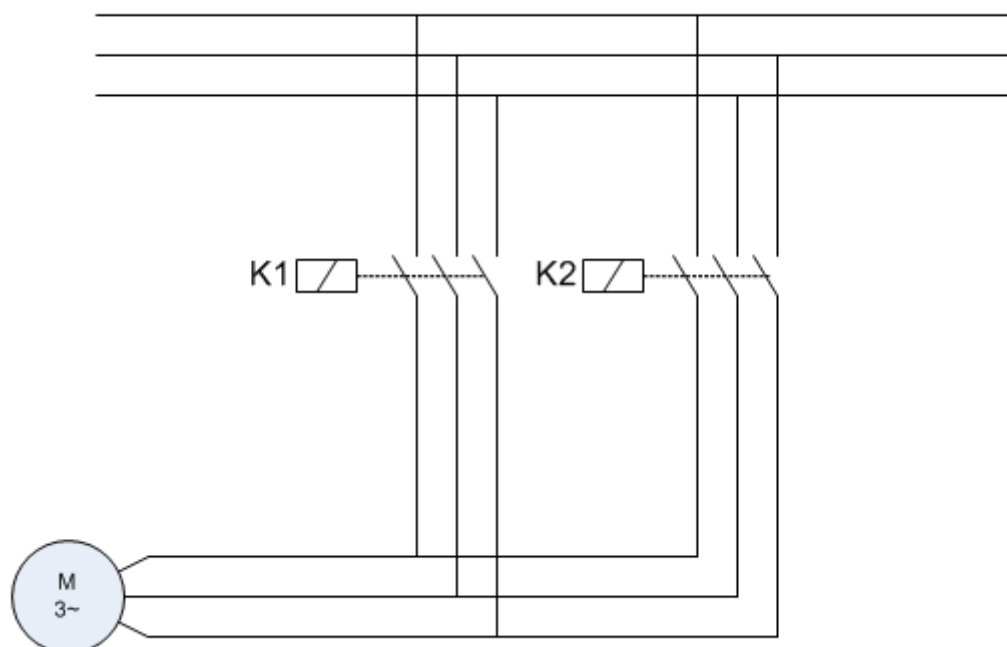
De plus, il a été constaté que la relative importante plage de tension tolérée ne requiert pas un positionnement très précis.

Pour toutes ces raisons, il a été décidé de réguler le moteur selon un principe ON-OFF c'est-à-dire avec seulement trois états de commande :

- moteur arrêté
- moteur en marche dans le sens 1
- moteur en marche dans le sens 2

### 2.5.2.1. *Système de relais*

Grâce à cette méthode, il est possible d'alimenter directement le moteur depuis les trois phases du réseau, soit dans l'ordre logique des phases, soit en croisant deux phases pour obtenir l'autre sens de marche, avec chaque fois un relais qui permet d'enclencher le type d'alimentation souhaité selon le schéma suivant :



La branche de gauche permet une alimentation directe alors que celle de droite, avec deux phases croisées, permet de tourner dans l'autre sens.

Il suffit alors de commander ces relais avec un automate programmable en actionnant un ou l'autre relais pour faire fonctionner le moteur et en les laissant au repos pour arrêter le moteur.

### 2.5.2.2. *Automate programmable*

L'automate programmable a comme rôle d'interpréter les signaux des capteurs de force afin de commander de manière correcte les relais du chapitre précédent.

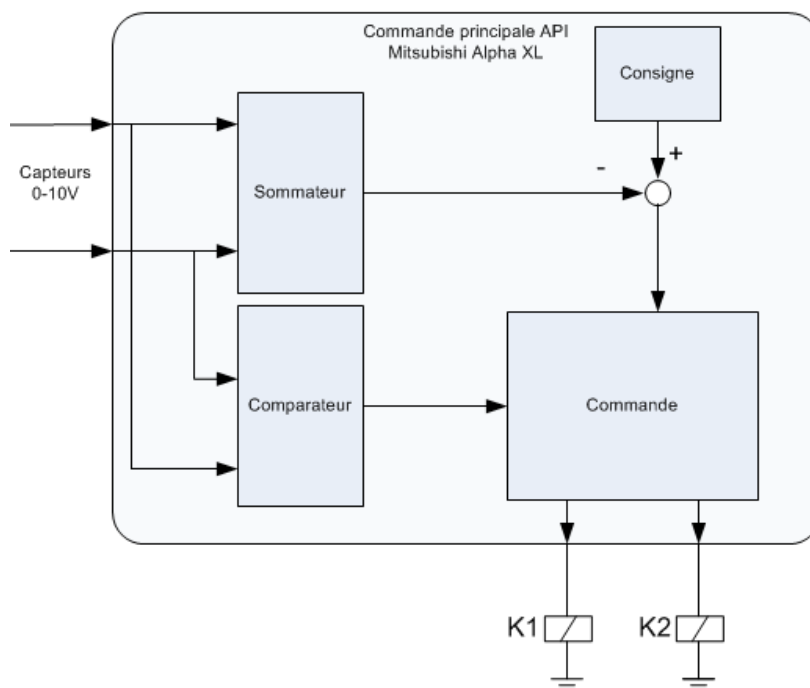
Une solution purement électronique à base d'amplificateurs opérationnels a aussi été envisagée mais la complexité à la réaliser ainsi qu'à son coût de mise en œuvre pour des petites séries (éléments à construire) ne l'ont pas rendu idéale.

L'automate programmable présente l'avantage principal d'acheter un module standard et de coût modeste puis d'y implémenter de manière logicielle les fonctions souhaitées en y permettant une grande souplesse s'il y a besoin de faire des corrections ou des optimisations.

Afin d'assurer un degré de sécurité maximum au sein même de l'automate, il va prendre en compte les valeurs fournies par les deux capteurs, qui doivent être sous forme normalisée de 0-10V, et effectuer avec les opérations suivantes :

- sommation des deux valeurs pour obtenir la force totale (il faut se rappeler que, avec la construction mécanique, chaque capteur reçoit la moitié de la force du câble)
- Comparaison de cette force avec la valeur nominale (consigne)
- Agir sur les relais en cas d'atteinte ou de dépassement des valeurs prédéfinies ci-dessous ordonnant la mise en marche du moteur
- En parallèle, comparaison des deux valeurs des capteurs, et déclenchement de tous les relais en cas de différence trop importante entre les capteurs.

Ces fonctions peuvent être symbolisées de la manière suivante :



Le bloc *commande*, en bas à droite, fait la synthèse des informations lui parvenant et alimente ou non les bobines des relais de l'alimentation du moteur selon les principes suivants :

- si la valeur absolue de l'erreur dépasse le seuil de déclenchement du moteur alors
  - alimenter le relais K1 si l'erreur est positive
  - alimenter le relais K2 si l'erreur est négative

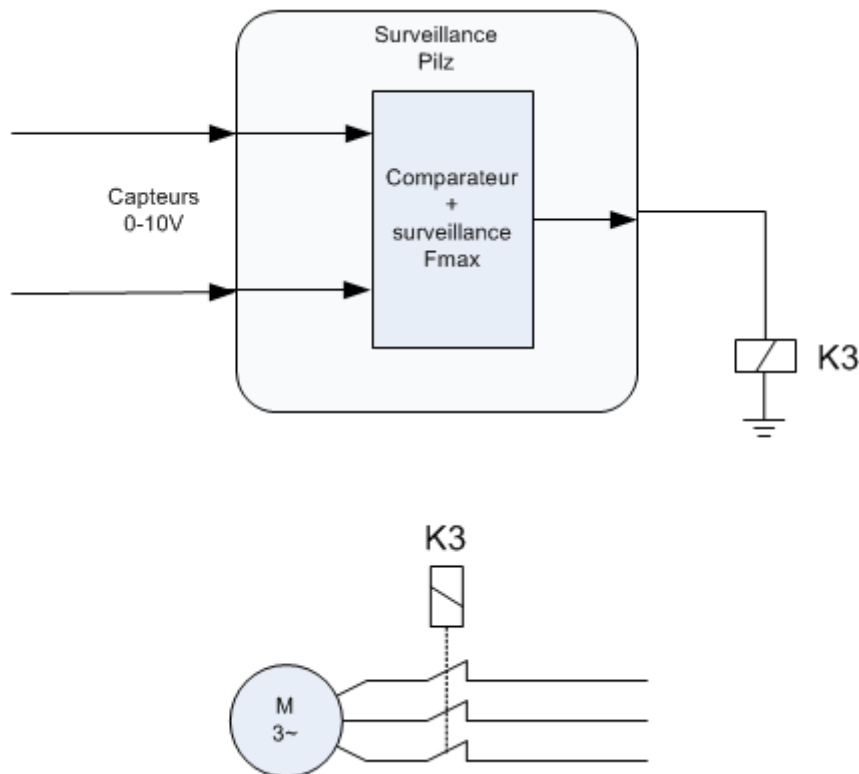
- si la différence entre les deux capteurs donnée par le bloc *comparateur* dépasse des valeurs limites (min et max), alors ne pas alimenter les deux relais (sécurité).

Ajoutons encore que le bloc commande recevra deux signaux supplémentaires issus de deux initiateurs de fin de course pour arrêter le moteur si la luge arrive en butée.

### 2.5.2.3. *Système de sécurité*

Bien que l'automate de base possède un contrôle intrinsèque des capteurs, l'analyse de risque impose une redondance de l'automate principal. De plus, pour des raisons économiques, l'automate sera du matériel de niveau de sécurité standard (catégorie 1). Pour ces raisons, il est nécessaire de pouvoir couper l'alimentation du moteur dans tous les cas et avec un circuit indépendant de catégorie 4.

Cette fonction sera assurée par le montage suivant :

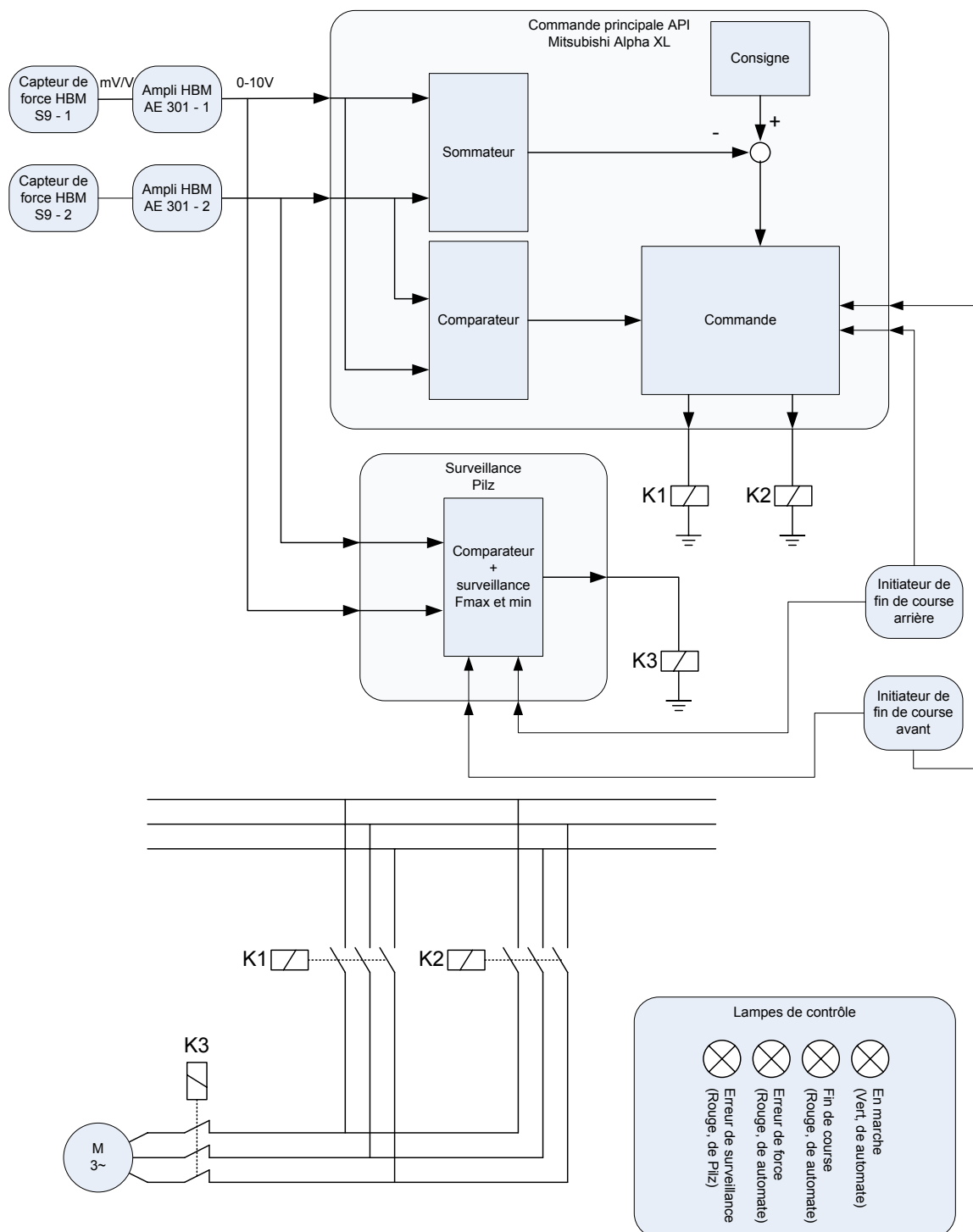


Les entrées sont branchées directement sur le 0-10V. Les fonctions sont identiques à l'automate principal si ce n'est l'absence de gestion du sens de marche, ce qui simplifie la programmation et le matériel a besoin de moins de capacité.

Le relais K3, de catégorie 4 (haute fiabilité), sera situé en dernière position de la chaîne des éléments de commande pour protéger le moteur d'une éventuelle défaillance en amont. Il est normalement fermé sur l'illustration et permet de laisser passer le courant au repos. Il ne s'activerait que lorsqu'une défaillance est constatée. Ce système est intrinsèquement moins sûr qu'un relais normalement ouvert mais permet d'éviter de l'alimenter en permanence ou d'avoir un système de communication avec l'automate principal pour ne l'activer qu'au moment opportun. On peut compter sur sa propre fiabilité (cat. 4).

### 2.5.2.4. Schéma global

Schéma de la commande  
Application au télésiège Bühler



---

## 2.5.3. Composants standards

### 2.5.3.1. Capteurs

Les capteurs ont été choisis avant tout sur des critères mécaniques pour une bonne intégration dans la construction, sur leurs caractéristiques de charge et sur leur résistance à l'environnement d'utilisation.

Après analyse des offres des différents fournisseurs, le choix s'est porté sur le capteur HBM S9/50kN.



Il présente les avantages suivants :

- intégration facile dans le montage en compression
- fournisseur éprouvé et présent en Suisse romande
- fiabilité élevée

Ce capteur fonctionne avec des amplificateurs ad-hoc qui alimentent et interprètent les ponts de résistances à l'intérieur des capteurs et fournissent un signal en 0-10V à l'automate. Le capteur est alimenté par l'amplificateurs.

### 2.5.3.2. Automate

Les critères de choix de l'automate sont :

- La capacité à réaliser les fonctions souhaitées
- Une programmation facile et conviviale (par logiciel graphique)
- Un prix bas
- Une alimentation 230V AC
- Des connexions correspondants à nos besoins (entrées analogiques 0-10V pour les capteurs et sorties 24V pour actionner les relais)

Le choix s'est porté sur l'automate universel Mitsubishi Alpha XL, disponible chez Distrelec. Il remplit les conditions ci-dessus en étant bon marché.



Automate Mitsubishi Alpha XL

### 2.5.3.3. *Système de surveillance*

Vu l'importance de ce point, le choix se fie à l'offre fournie par Pilz, spécialiste en sécurité des machines qui collabore déjà avec les fournisseurs de système de commande de remontées mécaniques. Cf. offre en annexe.

Le principal problème du système de surveillance est son coût élevé (env. CHF 6000.-) On peut expliquer cela pour plusieurs raisons :

1. L'automate proposé est surdimensionné. Il n'a pas été trouvé de tel matériel idéalement adapté à notre application.
2. Ce coût contient le prix de la licence du logiciel de programmation (env. CHF 2500.-)

Les solutions alternatives pour les points précédents sont les suivantes :

1. Cet automate est suffisamment performant pour reprendre toute la régulation du système. On pourrait donc économiser l'automate Mitsubishi.
2. De grandes économies de logiciel sont possibles en cas de réalisation de plusieurs unités de notre système.
3. Si l'installation sur laquelle vient se greffer ce système est déjà équipée d'un automate de sécurité, il serait possible de l'utiliser en y implémentant la surveillance de la tension. Dans cas, le potentiel d'économie est important.
4. Il peut aussi être possible de développer un comparateur de catégorie 4 par nos soins mais cela ne peut être rentable que si des séries relativement importantes sont prévues, ce qui est rarement le cas dans le (petit) monde des remontées mécaniques.

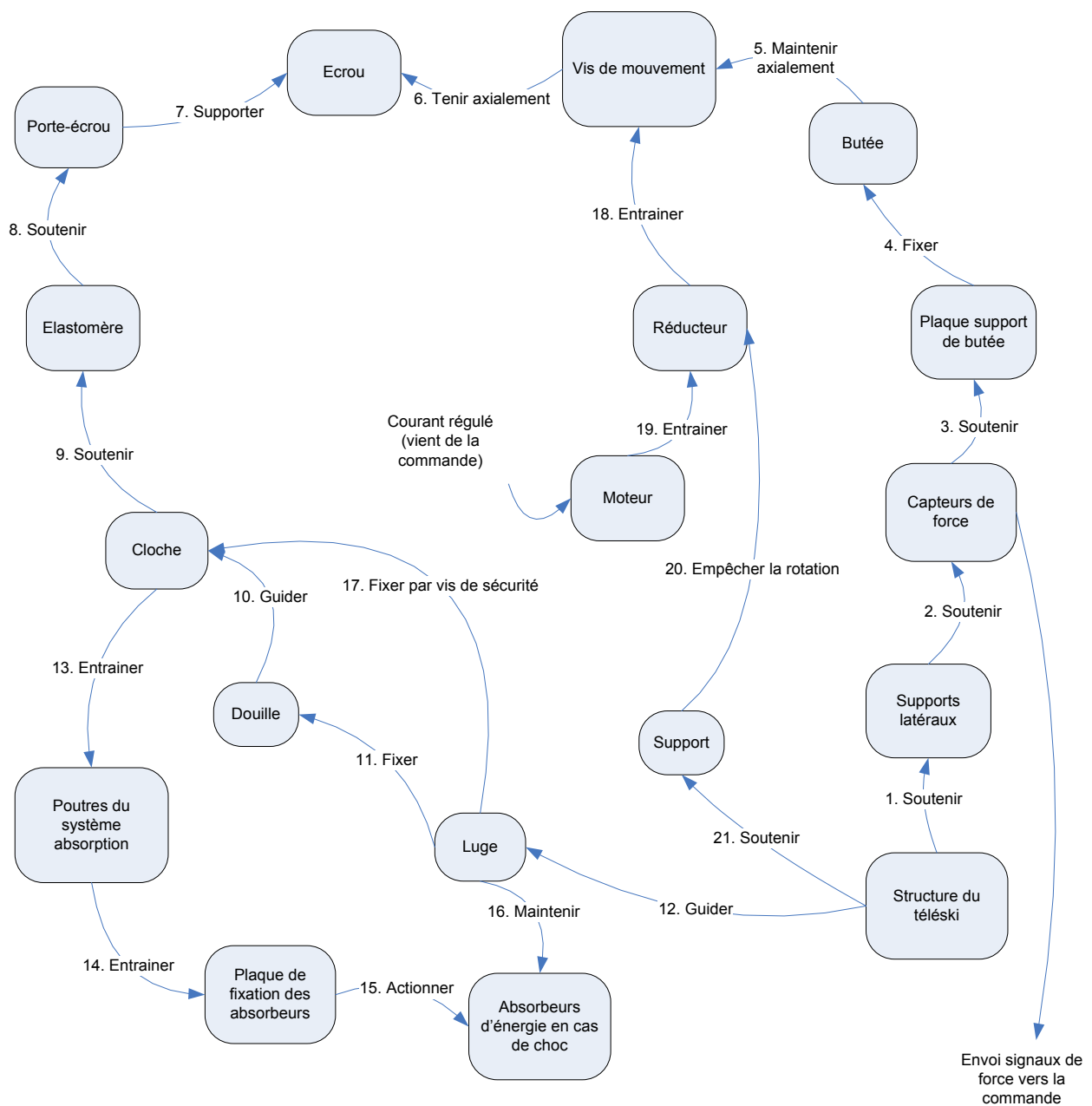
Plus de détails dans la partie *analyse de coût* de ce document.



## 2.6. Analyse de risques finale

### 2.6.1. Analyse fonctionnelle

Analyse fonctionnelle mécanique  
pour application au téléski Bühler



## 2.6.2. Analyse des modes de défaillance, de leurs effets et criticité

Le tableau ci-dessous reprend toutes les fonctions identifiées précédemment. Pour chacune d'entre elles, on indique comment cette fonction peut être défaillante, la probabilité de défaillance, ses effets et comment on peut la détecter.

La signification des valeurs se trouve à la fin du tableau.

| No | Fonction  | Mode de défaillance                                 | Probabilité | Effet de la défaillance  | Gravité | Détection de la défaillance  | Criticité |
|----|---|---|-------------|--|---------|--|-----------|
| 1  | Structure du télési support les supports latéraux | Manque de rigidité des ailes du profilé U du télési | 1           | Flambage du système  | 4       | Aucune si mouvement faible, destruction du système dans le cas contraire | III       |
| 2  | Supports latéraux soutiennent les capteurs        | Rupture de la liaison par vis                       | 1           | Flambage du système  | 4       | Perte totale de la tension du câble                                      | III       |
| 3  | Capteurs soutiennent la plaque support de butée   | Rupture de la liaison par vis                       | 1           | Flambage du système  | 4       | Perte totale de la tension du câble                                      | III       |
| 4  | Plaque support de butée soutient la butée         | Rupture de la plaque                                | 1           | Flambage du système  | 4       | Perte totale de la tension du câble                                      | III       |
| 5  | Butée reprend les efforts axiaux de la vis        | Grippage de la butée                                | 2           | Plus de réglage de tension                                     | 1       | Force sort de la tolérance   | I         |
| 6  | Vis tient axialement l'écrou                      | Rupture de la vis                                   | 1           | Détend brusquement la ligne                                    | 4       | Force diminue brusquement  | III       |
|    |   | Rupture du filet                                    |             |  |         |  |           |
|    |   | Rupture de l'écrou                                  |             |  |         |  |           |
|    |   | Glissement de l'écrou                               | 3           | Détend légèrement la ligne                                     | 2       | Force diminue lentement  | II        |
| 7  | Ecrou fixé dans le porte-écrou                    | Rupture de la liaison                               | 1           | Détend brusquement la ligne                                    | 4       | Force diminue brusquement  | III       |
| 8  | Porte-écrou appuyé sur l'élastomère               | Ecrasement de l'élastomère                          | 1           | Détend légèrement la ligne                                     | 4       | Force diminue brusquement  | I         |
|    |   | Durcissement de l'élastomère                        | 2           | Provoque des contraintes supplémentaires dans la vis → rupture | 4       | Force diminue brusquement  | III       |

|    |   |   |   |  |   |   |     |
|----|---|---|---|--|---|---|-----|
| 9  | Elastomère appuyé dans la cloche  | Rupture de la cloche                                      | 1 | Détend brusquement la ligne                                  | 4 | Force diminuée brusquement              | III |
| 10 | Douille guide la cloche   | Grippage  | 3 | Empêche le fonctionnement du dispositif de sécurité          | 2 | Aucune en fonctionnement normal         | II  |
| 11 | Douille fixée sur la luge   | Rupture de la liaison                                     | 1 | Détend brusquement la ligne                                  | 1 | Force diminuée brusquement              | I   |
| 12 | Structure du téléski guide la luge  | Guidage garanti par le fabricant                          |   |  |   |   |     |
|    |   | Arrivée en bout de course                                 | 3 | Destruction du mécanisme                                     | 4 | Force diminuée ou augmente massivement  | III |
| 13 | Cloche pousse les poutres du système d'absorption                             | Rupture ou pliage de la plaque                            | 1 | Empêche le fonctionnement correct du dispositif d'absorption | 4 | Aucune en fonctionnement normal         | III |
| 14 | Poutres du système d'absorption poussent la plaque de fixation des absorbeurs | Flambage des poutres                                      | 1 | Empêche le fonctionnement correct du dispositif d'absorption | 4 | Aucune en fonctionnement normal         | III |
| 15 | Plaque de fixation actionne les absorbeurs                                    | Rupture de la plaque                                      | 1 | Empêche le fonctionnement correct du dispositif d'absorption | 4 | Aucune en fonctionnement normal         | III |
| 16 | Luge maintient l'autre extrémité des absorbeurs                               | Rupture de l'attache                                      | 1 | Empêche le fonctionnement correct du dispositif d'absorption | 4 | Aucune en fonctionnement normal         | III |
| 17 | Cloche fixée à la luge par les vis de sécurité                                | Rupture des vis car trop serrées                          | 2 | Actionne le dispositif de sécurité                           | 2 | Force diminuée brusquement              | II  |
|    |   | Rupture des vis car blocage du câble                      | 2 | Actionne le dispositif de sécurité                           | 2 | Force diminuée brusquement              | II  |
|    |   | Pas de rupture malgré une force au dessus de la tolérance | 1 | Flambage de la vis, destruction du dispositif                | 4 | Force augmente au dessus des tolérances | III |
| 18 | Réducteur entraîne la vis   | Rupture de réducteur                                      | 2 | Plus de réglage de la tension                                | 1 | Moteur tourne dans le vide              | I   |
|    |   | Grippage du réducteur                                     | 2 |  |   | Moteur se bloque                        | I   |
|    |   | Rupture de la clavette                                    | 1 |  |   | Moteur tourne dans le vide              | I   |

|    |  |                           |   |                               |   |                            |   |
|----|--|---------------------------|---|-------------------------------|---|----------------------------|---|
| 19 | Moteur entraîne le réducteur                                     | Rupture de l'accouplement | 1 | Plus de réglage de la tension | 1 | Force sort de la tolérance | I |
|    |  | Panne moteur              | 2 |                               |   |                            | I |
| 20 | Support empêche la rotation du réducteur                         | Rupture du support        | 1 | Plus de réglage de tension    | 1 | Force sort de la tolérance | I |
| 21 | Structure du télésiège limite la course du support anti-rotation | Rupture de la liaison     | 1 | Plus de réglage de tension    | 1 | Force sort de la tolérance | I |

### Légende

#### Probabilité

1. Improbable (max une fois dans la durée de vie de l'installation)
2. Rare (env. une fois tous les 5-10 ans)
3. Fréquent (env. une fois par saison)
4. Très fréquent (env. une fois par mois)

#### Gravité

1. Aucune conséquence sur la santé de quiconque
2. Tout événement qui ne peut occasionner que des blessures ou des atteintes à la santé bénignes (blessure très légère)
3. Tout événement qui pourrait occasionner des blessures ou une atteinte à la santé nécessitant des soins médicaux
4. Tout événement pouvant provoquer des dommages corporels irréversibles ou la mort

#### Niveau de criticité

- I. Acceptable
- II. A étudier
- III. Inacceptable

Ce niveau est calculé selon le tableau suivant :

|                    |    |                  |     |     |     |
|--------------------|----|------------------|-----|-----|-----|
| Degré de fréquence | 4. | II               | III | III | III |
|                    | 3. | II               | II  | III | III |
|                    | 2. | I                | II  | II  | III |
|                    | 1. | I                | II  | II  | III |
|                    |    | 1.               | 2.  | 3.  | 4.  |
|                    |    | Degré de gravité |     |     |     |

#### **2.6.2.1. Interprétation**

Cette analyse est basée uniquement sur la sécurité et non sur des aspects de type financiers ou fonctionnels.

On constate qu'on trouve peu de mode de défaillance de criticité II. En effet, sur une installation de remontée mécanique, les conséquences d'un incident sont généralement soit très graves (mouvement brutal du câble, degré (III)) soit influent seulement le bon fonctionnement de l'installation (degré (I)).

Ces résultats permettent de contrôler le niveau de sécurité de la construction et ainsi, le cas échéant, de la valider.

A chaque mode de défaillance correspond une mesure technique afin de limiter le risque d'incidents en tenant compte du degré de criticité. Un degré de criticité élevé (III) implique des mesures sévères car l'incident n'est quasi pas tolérable. Un degré de criticité faible (I) tolère une prise de risque supérieure et d'autres influences (fonctionnelles, économiques, etc...) peuvent rentrer en compte pour la conception.

### 2.6.2.2. Mesures techniques prises

A chaque mode de défaillance, on détaille dans ce tableau les mesures techniques prises afin de limiter, en tenant compte du degré de criticité, le risque d'incident

| No | Fonction  | Mode de défaillance                                  | Criticité | Mesure  |
|----|---|--|-----------|---|
| 1  | Structure du téléski soutient les supports latéraux | Manque de rigidité des ailes du profilé U du téléski | III       | Contrôle de la rigidité de cet élément et considération d'un facteur de sécurité important  |
| 2  | Supports latéraux soutiennent les capteurs          | Rupture de la liaison par vis                        | III       | Vis de diamètre suffisamment important pour tenir d'éventuels efforts de cisaillement. Dépend aussi beaucoup de la fonction no 1                                  |
| 3  | Capteurs soutiennent la plaque support de butée     | Rupture de la liaison par vis                        | III       | Vis de diamètre suffisamment important pour tenir d'éventuels efforts de cisaillement.  |
| 4  | Plaque support de butée soutient la butée           | Rupture de la plaque                                 | III       | Plaque surdimensionnée  |
| 5  | Butée reprend les efforts axiaux de la vis          | Grippage de la butée                                 | I         | Protection du palier étanche  |
| 6  | Vis tiens axialement l'écrou                        | Rupture de la vis ou de l'écrou                      | III       | Calcul précis des contraintes statiques et dynamiques (fatigue) et surdimensionnement   |
|    |   | Glissement de l'écrou                                | II        | Estimation précise et calcul des conditions de frottement, marge de sécurité dans toutes les conditions (glace). Au pire, assurer un glissement lent et régulier. |
| 7  | Ecrou fixé (appuyé) dans le porte-écrou             | Rupture de la liaison                                | III       | Epaulement de l'écrou dimensionné par son constructeur.   |
| 8  | Porte-écrou posé sur l'élastomère                   | Ecrasement de l'élastomère                           | I         | Choix d'un élastomère avec des propriétés mécaniques au dessus des besoins  |
|    |   | Durcissement de l'élastomère                         | III       | Choix d'un élastomère avec une bonne résistance chimique. Changements de la pièce à intervalles réguliers   |

|    |   |  |     |  |
|----|---|--|-----|--|
| 9  | Elastomère appuyé dans la cloche  | Rupture de la cloche                             | III | Cloche surdimensionnée   |
| 10 | Douille guide la cloche   | Grippage   | II  | Choix de matériaux compatibles afin de limiter la corrosion. Graissage au montage. |
| 11 | Douille fixée sur la luge   | Rupture de la liaison                            | I   | Pas d'efforts axiaux dessus. Simple soudage.                                       |
| 12 | Structure du télésiège guide la luge  | Bout de course                                   | III | Initiateurs détectant la position extrême et arrêt immédiat                        |
| 13 | Cloche pousse les poutres du système d'absorption                             | Rupture ou pliage de la plaque                   | III | Plaque surdimensionnée   |
| 14 | Poutres du système d'absorption poussent la plaque de fixation des absorbeurs | Flambage des poutres                             | III | Surdimensionnement des poutres   |
| 15 | Plaque de fixation des absorbeurs actionne les absorbeurs                     | Rupture de la plaque                             | III | Surdimensionnement de la plaque  |
| 16 | Luge maintient l'autre extrémité des absorbeurs                               | Rupture de l'attache                             | III | Surdimensionnement des attaches  |
| 17 | Cloche fixée à la luge par des goupilles de sécurité                          | Rupture des goupilles en cas de blocage du câble | II  | L'absorbeur absorbe le choc  |
| 18 | Réducteur entraîne la vis   | Rupture du réducteur                             | I   | Dimensionnement correct et év. remplacement du matériel                            |
|    |   | Grippage du réducteur                            | I   | Lubrification contrôlée régulièrement  |
|    |   | Rupture de la clavette                           | I   | Dimensionnement correct et év. remplacement du matériel                            |
| 19 | Moteur entraîne le réducteur  | Rupture de l'accouplement                        | I   | Dimensionnement correct et év. remplacement du matériel                            |
|    |   | Panne moteur                                     | I   | Dimensionnement correct et év. remplacement du matériel                            |
| 20 | Support empêche la rotation du réducteur                                      | Rupture du support                               | I   | Surdimensionnement du support  |
| 21 | Structure du télésiège limite la course du support anti-rotation              | Rupture de la liaison                            | I   | Aucune mesure particulière   |



---

### 2.6.2.3. *Conséquences d'un incident*

Le principe de base d'une installation de remontée mécanique est l'arrêt lors d'un incident, même banal. Une intervention humaine est alors requise pour vérifier le problème et décider de la suite des événements, qui peuvent être :

- Simple quittance de l'incident et reprise de l'exploitation (criticité I)
- Réparation puis quittance (criticité I)
- Arrêt de l'exploitation puis évacuation de la ligne en mode de pontage (évacuation horizontale) (criticité II)
- Arrêt de l'exploitation puis évacuation directe par sauvetage en ligne (évacuation verticale) (criticité III)

Les modes de défaillance de criticité I, lorsqu'ils sont détectés, doivent provoquer un arrêt électrique de l'installation, un contrôle humain, une éventuelle réparation et une remise en service de l'installation.

Les modes de défaillance de criticité II, lorsqu'ils sont détectés, doivent provoquer un arrêt électrique de l'installation ainsi qu'une évacuation horizontale si elle ne présente pas de danger et sur l'ordre du chef d'exploitation. Les problèmes sont ensuite réparés et la remise en exploitation ne peut avoir lieu qu'après vérification de la réparation par le chef d'exploitation qui donnera son accord.

Les modes de défaillance de criticité III, lorsqu'ils sont détectés, doivent provoquer un arrêt d'urgence de l'installation ainsi qu'une évacuation verticale immédiate sur l'ordre du chef d'exploitation et accord avec le service de sauvetage. Le fonctionnement de l'installation est strictement interdit, même de manière brève. Les problèmes sont ensuite réparés et la remise en exploitation ne peut avoir lieu qu'après vérification de la réparation par un représentant du fabricant.

## **2.7. Analyse de coût**

Les prix indiqués dans ce chapitre sont basés sur les offres fournies par les fournisseurs pour les éléments standards et, pour les pièces usinées, sur des estimations de temps de fabrication et de matière.

Tous ces tarifs correspondent à un prototype unique et seront donc à revoir à la baisse en cas de petite série.

### **2.7.1. Eléments standards**

#### **Vis**

Selon offre Kammerer no 20062324 du 23.10.2006  
Vis Tr 100x12 au lieu de Tr90x12, 42CrMo4, 2901 mm

**EUR 940.- HT = CHF 1450.- + TVA**  
(100 pièces : EUR 659.-)

#### **Ecrou**

Selon offre Kammerer no 20062324 du 23.10.2006  
Ecrou Tr 100x12 au lieu de Tr90x12, CuSn12, 270 mm

**EUR 694.- HT = CHF 1075.- + TVA**  
(100 pièces : EUR 508.-)

#### **Motoréducteur**

Selon offre de Leroy-Somer no 07 0157 du 19 octobre 2006 :  
Motoréducteur Mub 3533 B3 NU H (P3 00 C) 80.0 MI / 4P 1500 tr/min LS90L 1,8kW 230VD/400VY 50Hz  
IM3601(IMB14) IP55 :

**CHF 2'595.- + taxe cuivre (env. 2,7%) + TVA**

#### **Capteurs de force**

Selon offre de HBM no 1-MRRV1-1 du 16 octobre 2006 :

2x capteur S9/50kN

**CHF 803.- x 2 = CHF 1606.- + TVA**

2x ampli AE301

**CHF 645.- x 2 = CHF 1290.- + TVA**

#### **Butée**

Selon liste de prix de SKF du 1<sup>er</sup> janvier 2004 :  
Butée à rotule sur rouleaux 29413 E

**CHF 1'143.- + TVA**

---

## Roulement

Selon liste de prix de SKF du 1<sup>er</sup> janvier 2004 :  
Roulement rigide à billes 61913

**CHF 117.- + TVA**

## Absorbeurs de chocs

par anneaux de rupture, pour les deux pièces

**CHF 200.- + TVA**

## Automate programmable

Commande compacte Mitsubishi ALPHA XL  
421500 AL2-14MR-A  
Selon distrelec.ch

**CHF 235.- + TVA**

## Système de surveillance

Automate Pilz PSS 3047-3AI

**CHF 3'848.- + TVA**

Licence logiciel de programmation

**CHF 2407.- + TVA**

Divers (connecteurs, etc...) selon offre Pilz en annexe

**CHF 652.- + TVA**

On constate le prix très élevé des éléments de surveillance. On peut expliquer cela pour plusieurs raisons :

- L'automate proposé est surdimensionné. Il n'a pas été trouvé de tel matériel idéalement adapté à notre application. Cet automate est suffisamment performant pour reprendre toute la régulation du système. On pourrait donc économiser l'automate Mitsubishi.
- Le prix de la licence du logiciel de programmation n'est à payer qu'une seule fois. Par conséquent, ce prix serait nul pour des systèmes supplémentaires.
- Si l'installation sur laquelle vient se greffer ce système est déjà équipée d'un automate de sécurité, il serait possible de l'utiliser en y implémentant la surveillance de la tension. Dans cas, le potentiel d'économie est important.

Il faut donc être prudent avec les chiffres mentionnés ci-dessus car les potentiels d'économies sont importants. Il est aussi possible, voire conseillé, pour le prototype *indoor*, de se passer totalement de surveillance.

**Total des éléments standards**

**CHF 16'618.- hors taxes**

## 2.7.2. Pièces

Le prix de l'acier change souvent et dépend de plusieurs facteurs. Le prix de référence pour un acier de construction standard se trouve sur les marchés de l'acier sur internet. Le prix des aciers de meilleure qualité se calcule en multipliant le prix de référence par un coefficient de coût, selon TB 1-1 du Roloff+Matek v.16.

Le temps d'usinage est une valeur estimée, dépendante de la quantité de matière à enlever et de la complexité et la finesse des zones à usiner.

Le coût d'usinage correspond à une valeur globale moyenne dans cette industrie.

| No             | Description                | Matière   | Prix<br>matière<br>[CHF/kg] | Masse<br>[kg] | Coût<br>matière<br>[CHF] | Temps<br>estimé<br>d'usinage<br>[h] | Coût<br>usinage<br>120.-/h<br>[CHF] | Total<br>unitaire<br>[CHF] | Nombre | Total<br>[CHF] |
|----------------|----------------------------|-----------|-----------------------------|---------------|--------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|----------------------------|--------|----------------|
| 2.2            | Support de butée           | S355      | 1.50                        | 35            | 52.50                    | 0.5                                 | 60.00                               | 112.50                     | 1      | 112.50         |
| 2.4            | Montants latéraux          | S355      | 1.50                        | 16.5          | 24.75                    | 0.3                                 | 36.00                               | 60.75                      | 2      | 121.50         |
| 2.6            | Cache-butée                | S355      | 1.50                        | 9             | 13.50                    | 1                                   | 120.00                              | 133.50                     | 1      | 133.50         |
| 2.7            | Cache-roulement            | S355      | 1.50                        | 1.8           | 2.70                     | 0.75                                | 90.00                               | 92.70                      | 1      | 92.70          |
| 2.8            | Support anti-couple        | S355      | 1.50                        | 3.5           | 5.25                     | 0.5                                 | 60.00                               | 65.25                      | 1      | 65.25          |
| 2.10           | Plaquette réduct.          | S355      | 1.50                        | 0.5           | 0.75                     | 0.25                                | 30.00                               | 30.75                      | 1      | 30.75          |
| 3.2            | Porte-écrou                | S355      | 1.50                        | 28.5          | 42.75                    | 0.5                                 | 60.00                               | 102.75                     | 1      | 102.75         |
| 3.3            | Elastomère                 | Fibroflex | 2.00                        | 5.5           | 11.00                    | 0.5                                 | 60.00                               | 71.00                      | 1      | 71.00          |
| 3.4            | Cloche                     | S355      | 1.50                        | 32            | 48.00                    | 0.25                                | 30.00                               | 78.00                      | 1      | 78.00          |
| 3.5            | et plaque soudée           | S355      | 1.50                        | 28            | 42.00                    | 0.5                                 | 60.00                               | 102.00                     | 1      | 102.00         |
| 3.6            | Douille                    | S355      | 1.50                        | 11            | 16.50                    | 0.25                                | 30.00                               | 46.50                      | 1      | 46.50          |
| 3.7            | Tétons                     | S355      | 1.50                        | 2             | 3.00                     | 0.25                                | 30.00                               | 33.00                      | 2      | 66.00          |
| 3.8            | Poutres                    | S355      | 1.50                        | 4             | 6.00                     | 0.25                                | 30.00                               | 36.00                      | 2      | 72.00          |
| 3.9            | Support absorbeurs         | S355      | 1.50                        | 23            | 34.50                    | 0.75                                | 90.00                               | 124.50                     | 1      | 124.50         |
|                | Modification de l'existant |           |                             |               |                          | 3                                   | 360.00                              | 360.00                     | 1      | 360.00         |
| <b>Total :</b> |                            |           |                             |               |                          |                                     |                                     |                            |        | <b>1578.95</b> |

Prix de référence acier en \$/t : 800  
Taux de change CHF/\$ : 1.25  
Coefficient de prix S235 : 1  
Coefficient de prix S355 : 1.5

Coût horaire de l'usinage : 120 fr.

---

### 2.7.3. Autres coûts

Outre les coûts des éléments, d'autres coûts rentrent en jeu, tel ceux dus au montage et ceux dépendant du cas en présence (prototype, montage sur site, etc...)

Seuls les coûts de montage vont être pris en compte, car ils sont valables dans tous les cas. Les autres frais dépendent de chaque cas de figure et devront être calculés à chaque fois.

Temps de montage estimé : 1 jour (8h)  
Nombre de personnes : 2  
Heures-travail : 16  
Coût d'une heure-travail : CHF 50.-

**Coût total : CHF 800.-**

### 2.7.4. Récapitulatif

|   |              |
|---|--------------|
| Coût des composants standards           | CHF 16618.00 |
| Coût des pièces                         | CHF 1578.00  |
| TVA sur les composants et pièces (7.6%) | CHF 1383.00  |
| Montage                                 | CHF 800.00   |

**Coût total : CHF 20380.00**

## 3. Application au télésiège

### 3.1. *Introduction et objectifs*

Tout ce qui précède était appliqué au télésiège Bühler pour les raisons mentionnées précédemment. Mais il est clair que, commercialement, ce type de tension autorégulée et complexe a un avenir sur des installations d'une certaine importance vu son prix.

De plus, vu sa configuration, le télésiège Bühler exige de travailler en compression. Or il s'agit plutôt d'une exception ; en effet, la plupart des installations à tension hydraulique ont un système travaillant en traction. Cette différence a d'importantes conséquences dans la conception vu que le problème du flambage disparaît. Or c'était cette condition qui imposait un surdimensionnement.

Travailler sur une installation avec système de tension hydraulique en traction a donc comme buts :

- Dimensionnement sans les problèmes de flambage (diminution notable de la taille relative des composants)
- Montrer que cette solution est applicable à un cas plus proche d'une éventuelle commercialisation que le télésiège Bühler.

Le but de ce chapitre est de réaliser la conception mécanique pour ce type d'application. Par manque de temps, on se limitera à la stricte conception, dans l'esprit de la norme, mais sans l'étude complète (dimensionnement, analyse de risque, analyse de coût, contrôle des pièces, etc...)

L'installation qui servira d'exemple est le télésiège de la Barmaz à Crans-Montana. Ce télésiège, du constructeur Garaventa, possède des avantages intéressants :

- Tension à vérin hydraulique simple
- Grande accessibilité des composants
- Possibilité d'obtenir les caractéristiques techniques complètes grâce aux informations fournies par CMA et Garaventa.





Cette installation possède les caractéristiques suivantes qui nous intéressent :

- Tension du câble : 85.84 – 234.40 kN
- Tension normale :  $169 \pm 2$  kN
- Vitesse de translation de la luge : max. 1 cm/s soit 0.01 m/s

### **3.2. Conception mécanique**

La conception mécanique doit aller dans le sens d'une intégration la plus facile sur l'installation existante. On tentera donc de construire un vérin électrique à vis.

Le télésiège possédant un ancrage en béton en forme de Y, l'espace entre les deux branches semble idéale pour y placer le système d'entraînement afin de le protéger de l'environnement et de garantir une esthétique acceptable à l'ensemble.

## Calculs généraux

### Taille de la vis

Force de traction à considérer :  $234.4 \text{ kN} \times 3$  (coeff. de sécurité) =  $703.2 \text{ kN}$

Selon la documentation Kammerer, on trouve la taille de vis suivante :

| taille   | diamètre moyen | pas | longueur écrou | Fmax      |
|----------|----------------|-----|----------------|-----------|
| 140 x 14 | 132,5          | 14  | 70             | 145691,20 |
|          | 132,5          | 14  | 140            | 291382,50 |
|          | 132,5          | 14  | 210            | 437073,70 |
|          | 132,5          | 14  | 280            | 582765,00 |
|          | 132,5          | 14  | 350            | 728456,10 |
|          | 132,5          | 14  | 420            | 874147,40 |

Une vis de type Tr140x14 avec un écrou de 350 mm de long est donc une solution appropriée dans ce cas, n'ayant pas de problèmes de flambage. Ce montage est conçu pour une force de 728,4 kN.

### Calcul de couple et de puissance

Vitesse de rotation maximum de la vis :

A chaque tour de vis, la luge se déplacera de 14 [mm], c'est-à-dire 0.014 [m]. Or on doit obtenir une vitesse linéaire de 0.01 [m/s].

$$\omega = \frac{0.01}{0.014} = 0.71 \text{ tr} / \text{s} = 42.86 \text{ tr} / \text{min} = 4.46 \text{ rad} / \text{s}$$

Couple maximum à transmettre à la vis (formule Kammerer) :

C'est le couple nécessaire à transmettre à la vis lors de la tension du câble. Il est clair que cette valeur sera plus faible lors de la détente du câble.

$$M = \frac{F \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta}$$

Avec :

- F : force axiale exercée sur la vis en [N]
- $\eta$  : rendement de la vis

Il est nécessaire alors de calculer le rendement. Prenons le cas le plus défavorable, c'est-à-dire avec une lubrification nulle et dans le cas de tension du câble.

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan (\alpha + \rho)}$$

Avec :

- $\alpha$  : angle de montée de la vis donné par

$$\tan \alpha = \frac{P}{d_2 \cdot \pi} = \frac{14}{132.5 \cdot \pi} = 0.034, \quad \alpha = 1.93^\circ$$

Avec :

- P : pas de la vis en [mm]
- $d_2$  : diamètre moyen de la vis [mm]

- $\tan \rho$  : coefficient de frottement entre la vis et l'écrou
  - sec : 0.1 ( $\rho = 5.71^\circ$ )
  - lubrifié : 0.05 ( $\rho = 2.86^\circ$ )

On trouve ainsi comme rendement minimum (cas qui demandera le plus de couple → utile pour le dimensionnement du motoréducteur)

$$\eta = \frac{0.034}{\tan (2.604 + 5.71)} = 0.233$$

Et comme rendement maximum (contrôle de l'irréversibilité de la vis, condition  $\eta \leq 0.5$ ) :

$$\eta = \frac{0.034}{\tan (2.604 + 2.86)} = 0.355$$

On constate ainsi, que dans le cas de frottement le plus faible, l'irréversibilité est assurée. De plus, par rapport au télési, on constate des rendements inférieurs. C'est un avantage du point de vu de la sécurité, mais nécessite un dimensionnement plus important du motoréducteur. Ce phénomène s'explique par le fait que les frottements s'exercent sur une surface plus éloignée de l'axe de la vis (qui est d'un diamètre plus grand) ce qui implique un couple résistant plus important.

Il est maintenant possible de calculer le couple nécessaire à l'entrainement de la vis en admettant une force axiale 1,5 fois plus grande que la réalité afin d'avoir une marge :

$$M = \frac{234400 \cdot 1.5 \cdot 14}{2000 \cdot \pi \cdot 0.233} = 3362 \text{ Nm}$$

Puissance maximum à transmettre à la vis :

La puissance maximum à transmettre à la vis est le produit du couple maximum avec la vitesse de rotation maximum :

$$P = M \cdot \omega = 3362 \cdot 4.46 = 15 \text{ kW}$$

Avec un rendement du réducteur qu'on peut admettre de manière pessimiste à 0.8, la puissance du moteur nécessaire sera de

$$P_{\text{moteur}} = \frac{P_{\text{vis}}}{\eta_{\text{réducteur}}} = \frac{15 \text{ kW}}{0.8} = 18 \text{ kW}$$

On constate que la puissance demandée est élevée, ceci du au couple résistant important. Une solution pour diminuer cette puissance serait de lubrifier de manière conséquente la vis afin de diminuer le frottement. Mais cela implique le risque qu'un défaut de lubrification empêcherait le système de fonctionner. Ce risque est trop important. La recherche d'un groupe motoréducteur d'au moins 18 kW, avec une vitesse

de sortie de 42 tr/min au moins et d'encombrement suffisamment compacte pour pouvoir être placé dans le support en béton du télésiège est alors nécessaire.

### Motoréducteur

Le choix s'est porté sur le modèle Mub2602 de Leroy-Somer qui a les caractéristiques principales suivantes :

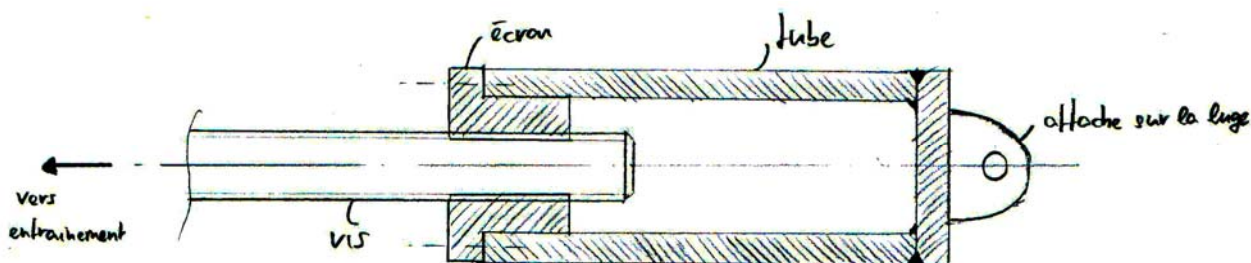
- Puissance ..... 18.5 kW
- Vitesse de sortie ..... 41.13 tr/min
- Couple de sortie nominal ..... 4158 Nm
- Dimensions d'encombrement
  - Largeur ..... 415 mm
  - Longueur ..... 894 mm
  - Hauteur ..... 675 mm

La valeur importante d'encombrement est la largeur qui ne doit en aucun cas dépasser 600 mm pour passer dans le support en béton. On voit que c'est OK ici avec 415 mm.

### Le vérin électrique

L'idée est de fixer l'écrou au bout d'un tube dans lequel la vis va pouvoir s'introduire.

Schéma :



L'attache sur la luge sera identique à celle présente actuellement sur le vérin afin d'avoir un maximum d'interchangeabilité et de pouvoir réutiliser la goupille avec le capteur de force.

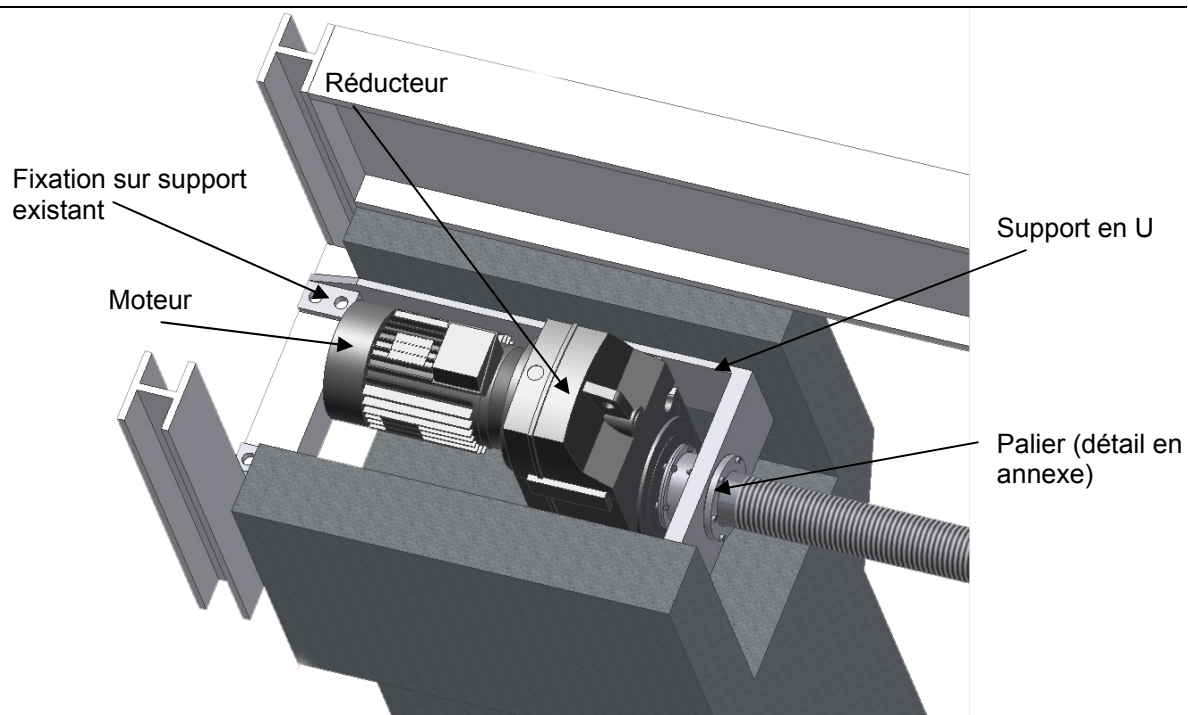
### Le système d'entraînement

Le système d'entraînement est composé du motoréducteur, du palier de la vis et de l'ancrage dans le support en béton.

Le montage du motoréducteur va se faire de manière similaire au télésiège Bühler, soit en bout d'arbre et flottant.

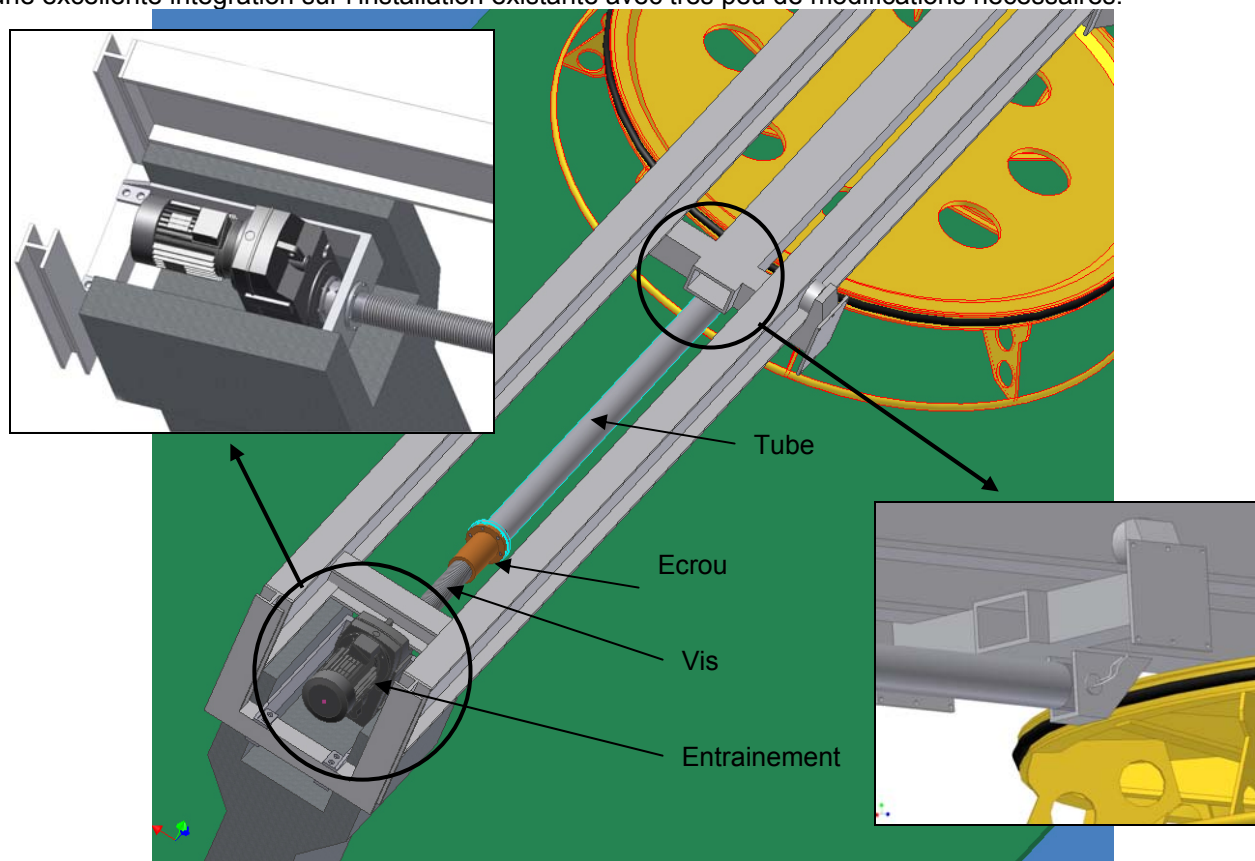
La butée est maintenue par un support en forme U soudé qui vient se visser sur la poutre arrière existante afin de s'appuyer par derrière sur le support en béton.



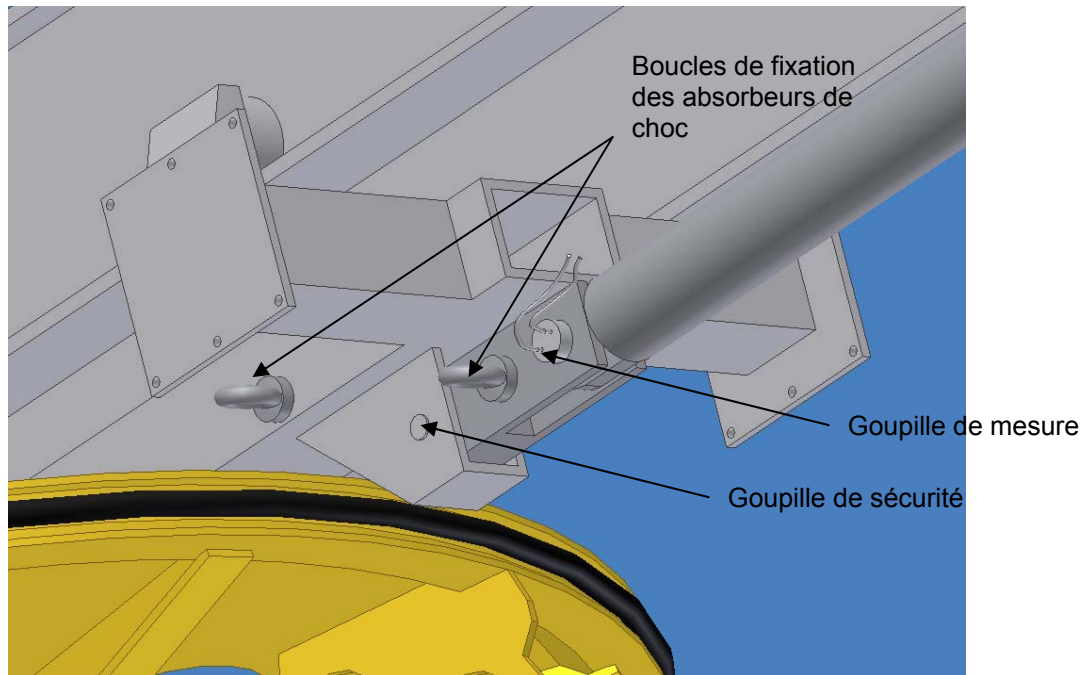


## Montage général

Cette illustration montre une vue générale du montage sur le télésiège de la Barmaz modélisé. On constate une excellente intégration sur l'installation existante avec très peu de modifications nécessaires.



- Le système de mesure de force peut être repris de l'installation actuelle à vérin grâce à un embout identique ce qui évite de développer un système spécifique.
- Le fusible mécanique peut être constitué d'une goupille de sécurité avec un raccord supplémentaire qui sert aussi d'accroche pour les absorbeurs de choc :



On constate que notre système s'intègre de façon simple sur l'installation existante et nécessite quasiment aucune modification de cette dernière. On pourrait ainsi en faire un kit de remplacement disponible en option.



## 4. Conclusion

Ce travail a permis la démonstration qu'un système de tension de câble de remontée mécanique par vis est possible en proposant une solution complète, a priori fonctionnelle, pour un télésiégi de type Bühler.

Néanmoins, on constatera qu'une certaine complexité est nécessaire, surtout pour respecter la législation en vigueur et dans la cadre de la commande du moteur. Cette complexité implique un certain coût, quoique raisonnable.

L'application au télésiégi Bühler est aussi compliquée par la construction de ce dernier. En effet, il est nécessaire de placer la vis en compression, ce qui implique des problèmes supplémentaires, comme le flambage, nécessitant des mesures particulières, par exemple un certain surdimensionnement. La taille des composants est liée de manière importante à la longueur de la course vu que la force limite de flambage varie au carré de la longueur. Ce système est donc adapté aux faibles longueurs de course mais peu à des installations nécessitant une longue course de tension.

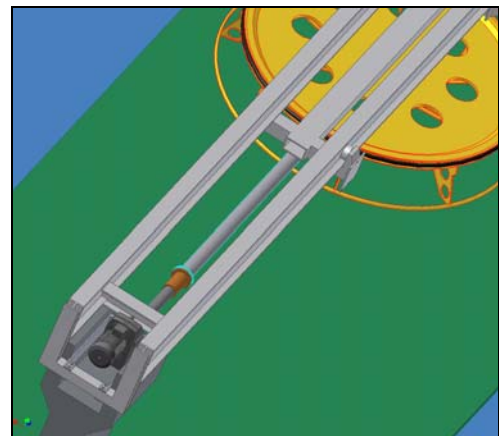
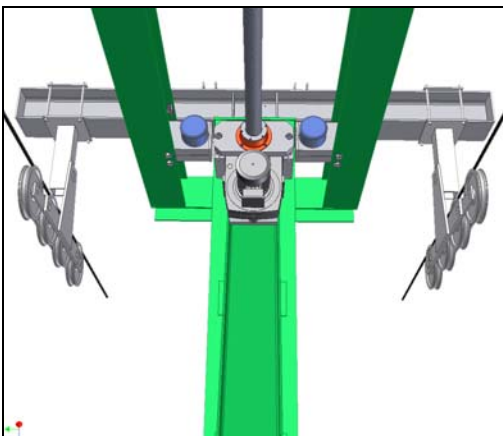
De plus, comme le télésiégi est initialement dépourvu de systèmes de surveillance électronique, il est nécessaire de rajouter ces éléments spécialement pour la fonction de tension, ce qui représente un surcoût.

Par conséquent, en plus que sur une installation simple et bon marché les coûts des éléments doivent rester modestes, ces complications techniques rendent cette solution peu intéressante commercialement pour une telle installation.

Dans un autre sens, l'intégration du système par vis est possible en ne modifiant que très peu l'installation existante. Ceci n'est pas toujours possible dans le monde de la mécanique ; il est donc intéressant de le mentionner. L'avantage est donc un coût et une complexité d'adaptation réduite.

Par contre, paradoxalement, l'application au télésiégi Garaventa est plus simple. Cette installation est conçue d'une manière beaucoup plus logique et le vérin de tension hydraulique est plus facile remplaçable. De plus, le fait de travailler en traction permet de diminuer la taille de la vis pour une charge comparable.

La solution technique proposée ici pour le télésiégi, outre le fait d'être techniquement réalisable et fonctionnelle, est de coûts modérés. Contrairement au télésiégi, ce genre d'installation plus conséquente permet un investissement dans le système de tension plus élevée.



## 5. Liste des annexes

### Dessins techniques pour l'application Bühler

#### **Dessins d'ensemble**

1. Vue générale
2. Entraînement de la vis (vue extérieure)
3. Entraînement de la vis (vue en coupe)
4. Fixation de l'écrou et absorption de chocs (vue en coupe)
5. Quelques illustrations en volume

#### **Pièces**

6. Liste des pièces
7. Vis Tr90x12
8. Plaque porte-butée
9. Bras latéral
10. Cache butée
11. Cache roulement
12. Support anti-couple
13. Porte-écrou
14. Elastomère
15. Cloche
16. Douille
17. Téton
18. Poutre du système d'absorption
19. Plaque support d'amortisseurs
20. Plaquette de fixation du réducteur
21. Flasque de maintien de joint

### Datasheets des éléments standards pour l'application Bühler

22. Résumé des composants standards
23. Moto-réducteur Leroy-Somer
24. Automate Mitsubishi
25. Capteurs HBM
26. Amplificateurs HBM
27. Automate Pilz

### Dessins techniques pour l'application sur le télésiège

#### **Dessins d'ensemble**

28. Vue générale
29. Détail de l'entraînement
30. Quelques illustrations en volume

## 6. Bibliographie

- Norme européenne EN 1908:2004  
*Edition 2005-03, Schweizerische Normen-Vereinigung*
- VSM Extrait de normes pour écoles techniques  
*Edition 1997, Société suisse des constructeurs de machines*
- Roloff / Matek Maschinenelemente  
*16<sup>ème</sup> édition, Viewegs Fachbücher der Technik, 2003*
- Guide d'emploi des traitements de surfaces appliqués aux problèmes de frottement  
*HEF Groupe, Tec & Doc Lavoisier, 2000*
- Cours HEVs Résistance des matériaux  
*Dr. Michel Dubas, HEVs, 2005*
- Cours HEVs Eléments de machines  
*Glenn Flückiger, HEVs, 2005*
- Cours HEVS Sécurité des machines  
*Jean-Daniel Marcuard, 2005*
- SKF Catalogue général  
*Edition 1989, 4000F*
- Präzisions-Gewindetechnik, Trapezgewindetriebe  
*Kammerer, Ausgabe 09-01/05*

### Références internet

Kammerer vis trapézoïdales ..... <http://www.kammerer-gewinde.com>  
Automates de sécurité Pilz ..... <http://www.pilz.com>  
Mesure de force HBM ..... <http://www.hbm.com>  
Directives et normes européennes ..... <http://www.newapproach.org>  
Images et infos générales ..... <http://www.remontees-mecaniques.net>

### Logiciels utilisés

Conception assistée par ordinateur ..... Autodesk Inventor 10.0  
Analyse par éléments finis ..... Ansys Workbench 10.0  
Schémas ..... Microsoft Visio 2003  
Bureautique ..... Microsoft Office 2003

---

## 7. Remerciements

Ce travail n'aurait pu être réalisé sans la précieuse aide des personnes suivantes :

- M. Alain Moreillon, HEVs, pour m'avoir suivi tout au long de ce projet
- M. Fulvio Sartori, RMS, pour avoir proposé le sujet, lancé et cadré l'idée
- M. Reto Canale, IKSS, pour ses conseils pratiques
- M. Patrick Schibli, CMA, pour son soutien technique
- M. Bill Roux, Téléveysonnaz, pour ses conseils
- M. Hans Niedermaier, pour avoir transmis les plans Bühler
- MM. Bernard Faust et Charles Mittaz, Garaventa, pour leurs précieux conseils
- M. Patrick Mittaz, CMA, pour avoir émis l'idée de base
- M. Jean-Daniel Marcuard, HEVs, pour son aide pour la partie commande
- M. Julien Besteiro, HEVs, pour ses conseils mécaniques